



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## NÁVRH KROKOVACÍHO ROŠTU K ODHROTOVACÍM STROJŮM

DESIGN OF STEPPING GRATE FOR DEBURRING MACHINES

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Mazánek

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2017



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: **Bc. Jan Mazánek**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty  
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Omes, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh krokovacího roštu k odhroťovacím strojům

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Odhroťovací stroj slouží ke srážení hran, popřípadě k zarovnání čel kruhových tyčí. Tyč je mezi odhroťovacími stroji dopravována příčným a podélným transportem. Tyče jsou přesně polohovány v pozici odhroťování. Příčný transport zajišťují řetězy s prizmaty. Podélný transport zajišťují prizmatické dopravníky.

### Základní technické údaje:

Průměr tyčí 20–100 mm

Délka tyče 3000 –12000 mm

Časový cyklus na odhroťování 10 s

Úroveň tyče + 1000 mm

**Cíle diplomové práce:**

1. Technickou zprávu s popisem funkce zařízení.
2. Technický návrh krokovacího roštu (dvě varianty).
3. Technický návrh pohonu krokovacího roštu.
4. Technický návrh dráhy krokovacího roštu.
5. Detailní výkres alespoň dvou součástí.
6. Výpočet:
  - časový diagram průchodu tyčí krokovacím roštem,
  - pohonu krokovacího roštu,
  - pevnostní výpočet dráhy krokovacího roštu,
  - výpočet životnosti ložisek,
  - výpočet řetězového kola.

**Seznam doporučené literatury:**

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů. Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972

REXROTH BOSCH GROUP. Fluidní technika: Průmyslová hydraulika základy. Brno, 2012.

ČSN 210001: 1996 Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem krokovacího dopravníku, který je určen k transportu kruhových tyčí délek 3 m až 12 m a průměrů 20 mm až 100 mm v rámci pracoviště odhrotování. Jedná se o zařízení složené z řetězových a válečkových dopravníků, které umožňují příčný a podélný pohyb tyčí.

Hlavním cílem bylo snížení energetických nároků oproti současné variantě dopravníku.

## **ABSTRACT**

This master's thesis is focused on design of stepper conveyor, that is used for transport of round bars of lengths from 3 m to 12 m and diameters from 20 mm to 100 mm between chamfering machines. It is a machinery assembled from chain conveyors and roller conveyors, which allows transverse and lengthwise movement of bars.

The main goal was reduction of energetic demands compared to present solution of conveyor.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Krokový dopravník, odhroťovací stroj, řetězový dopravník, kruhové tyče, válečkový řetěz.

## **KEYWORDS**

Stepper conveyor, chamfering machine, chain conveyor, round bars, roller chain.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

MAZÁNEK, J. Návrh krokovacího roštu k odhroťovacíím strojům. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.





## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych rád poděkoval ing Jiřímu Omesovi, PhD za cenné rady a vedení práce, dále ing Josefu Dvořákovi a firmě ŽĎAS a.s. za podklady k práci a konzultace zvolených řešení. V neposlední řadě bych rád poděkoval rodině, za jejich podporu a trpělivost.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením ing. Jiřího Omese, PhD. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. 05. 2017

.....  
Jan Mazánek



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>15</b>
1.1	Inspekční a rovnací linky na kulatinu .....	15
1.2	Odhroťovací zařízení .....	16
1.3	Manipulace s materiálem v rámci linky .....	17
<b>2</b>	<b>SOUČASNÝ STAV VĚDY A TECHNIKY .....</b>	<b>19</b>
2.1	Požadavky na pohony .....	19
2.2	Požadavky na účinnost .....	19
2.3	Pohony používané v dopravnících .....	20
<b>3</b>	<b>SOUČASNÝ STAV .....</b>	<b>23</b>
<b>4</b>	<b>ZÁKLADNÍ KONCEPCE .....</b>	<b>25</b>
4.1	Zajištění přesné polohy .....	27
<b>5</b>	<b>NÁVRH ROZLOŽENÍ PRACOVISTĚ .....</b>	<b>29</b>
5.1	Popis sledu činností zařízení .....	30
<b>6</b>	<b>NÁVRH ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU .....</b>	<b>31</b>
6.1	Varianty pohonu řetězového dopravníku .....	32
6.1.1	Koncepce pohonu s předlohovým řetězem a hydraulickým válcem .....	33
6.1.2	Výběr varianty pohonu .....	34
6.2	Rám dopravníku .....	35
6.2.1	Pevnostní výpočet dráhy dopravníku .....	36
6.3	Návrh řetězového převodu .....	38
6.3.1	Volba řetězu .....	38
6.3.2	Výpočet rozměrů řetězového kola .....	39
6.3.3	Napínání řetězu .....	42
6.4	Mazání řetězu .....	44
6.5	Uložení hnací hřídele .....	45
6.5.1	Výpočet minimálního průměru hřídele .....	45
6.5.2	Výpočet rozměrů per těsných .....	46
6.5.3	Výpočet životnosti ložisek .....	49
<b>7</b>	<b>NÁVRH POHONU ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU .....</b>	<b>51</b>
7.1	Výpočet požadovaného zrychlení .....	52
7.2	Výpočet zátěžných momentů .....	53
7.2.1	Výpočet momentu od odporových sil ve vedení .....	53
7.2.2	Výpočet momentu od setrvačných sil při urychlování břemene a řetězu .....	54
7.2.3	Výpočet momentu od setrvačných sil při roztáčení hřídele a řetězových kol .....	54
7.2.4	Výpočet celkového zátěžného momentu na hřídeli .....	54
7.3	Volba elektromotoru .....	55
7.3.1	Výpočet parametrů elektromotoru .....	55
7.3.2	Předběžná volba elektromotoru .....	56
7.3.3	Volba převodovky .....	57
7.3.4	Kontrola zvoleného elektromotoru .....	58
7.3.5	Kontrolní výpočet řetězového převodu .....	58
<b>8</b>	<b>ZAROVNÁVACÍ VÁLEČKOVÉ DOPRAVNÍKY .....</b>	<b>61</b>
<b>9</b>	<b>SENZORY .....</b>	<b>63</b>
9.1	Senzory přítomnosti objektu .....	63

9.1.1	Indukční senzory .....	63
9.1.2	Optické senzory .....	64
9.2	Senzory pro určení polohy .....	64
9.2.1	Rotační enkodéry .....	64
9.3	Umístění senzorů v rámci dopravníku .....	65
<b>10</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>67</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>69</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>71</b>
12.1	Seznam tabulek .....	71
12.2	Seznam obrázků .....	71
12.3	Seznam symbolů (seřazeno dle výskytu) .....	73
<b>13</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>77</b>

# 1 ÚVOD

## 1.1 Inspekční a rovnací linky na kulatinu

Rovnací linky jsou komplexní zařízení určená ke zvýšení jakosti válcovaného materiálu. Vstupující materiál v podobě válcovaných tyčí kruhového průřezu je zavážen na vstupní sekci linky pomocí jeřábu ve výrobní hale. Následně zde dochází k rozduřování materiálu, který je po té dopraven válečkovým dopravníkem do tryskacího zařízení, kde dochází k odstranění okují vzniklých po předešlém tváření pomocí ocelových broků. Tyče dále pokračují po rovnací lince do samotného rovnacího zařízení – válcové rovnačky – kde dochází ke zpřesnění jejich přímosti.



Obr. 1) Rovnací linka (pohled na vstupní sekci) [7]

Vzhledem k tomu, že při tváření materiálu nelze úplně zamezit vzniku povrchových vad, je v další části linky zařazen loupací stroj. Loupací stroj odstraňuje povrchovou vrstvu, ve které je nejvyšší koncentrace hutních vad, jako jsou například vměstky, necelistvosti či rýhy. Je tak možno dosáhnout vysoké kvality povrchu a současně zachovat vlastnosti vstupního materiálu.

V další části rovnací linky je řazena hladicí rovnačka, která dále zvyšuje jakost povrchu zahlazováním stop po obrábění na loupacím stroji. Hlazené tyče jsou následně děleny dělicím zařízením na požadované obchodní délky. Po dělení materiálu jsou konce tyčí odhroťovány a případně zarovnávána jejich čela na jednoúčelových odhroťovacích strojích a jednotlivé tyče jsou označeny pomocí značících zařízení.

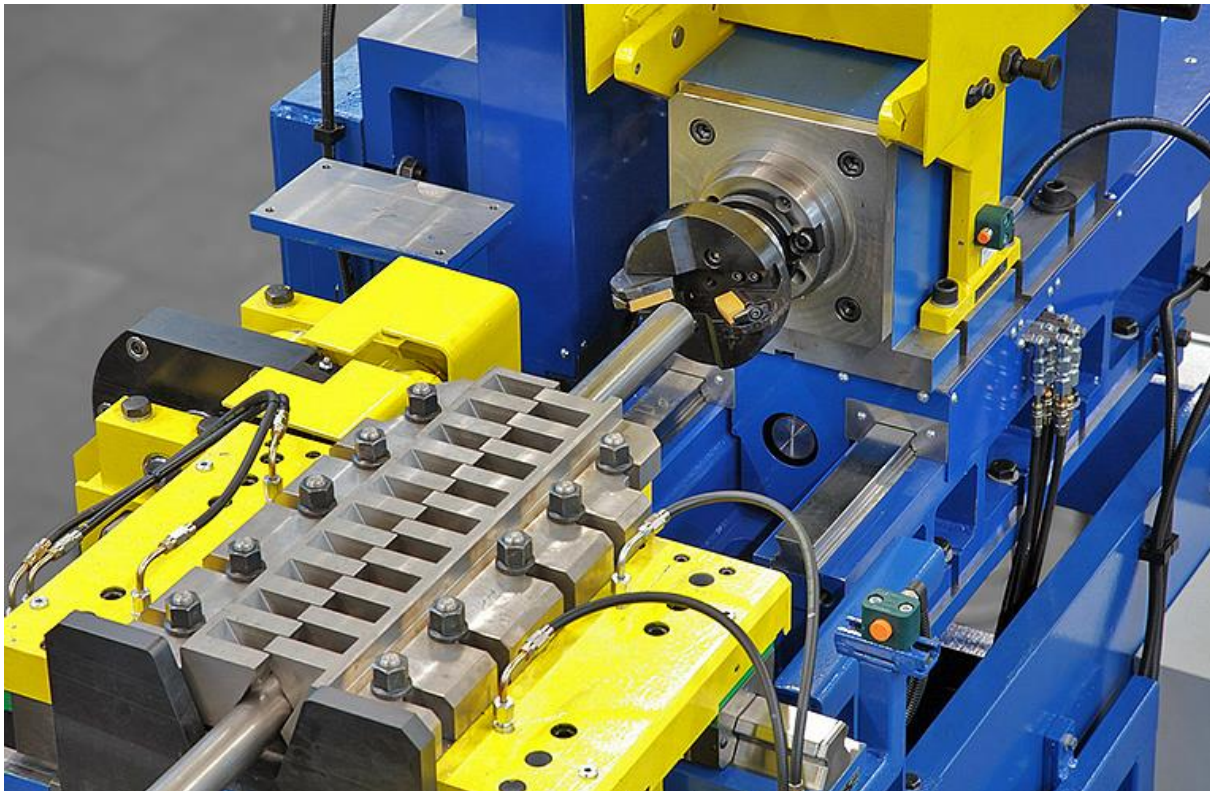
Materiál následně vstupuje do inspekční části linky. Zde dochází k defektoskopické kontrole vnitřních a povrchových vad. Výskyt povrchových vad je detekován pomocí metody vířivých proudů, která pomocí elektromagnetické indukce zjišťuje přítomnost trhlin a nehomogenity v povrchové vrstvě. Vnitřní vady jsou kontrolovány ultrazvukovou metodou.

Zjištěné vady jsou v další sekci linky označeny a vadné tyče roztrženy podle druhu vady. Opravitelné povrchové vady mohou být vybroušeny v chodu linky. Vnitřní vady jsou vyřezány a tyče předány k dalšímu zpracování.

Zkontrolované tyče jsou následně shromažďovány a ukládány do svazků. Svazky jsou váženy, baleny, označovány štítky a expedovány do skladu. [6], [7]

## 1.2 Odhrotovací zařízení

Odhrotovací zařízení je jednoúčelový obráběcí stroj určený k obrobení ostrých hran, které jsou nežádoucí. Třískovým obráběním je na místě hrany vytvořeno sražení, které je vyžadováno ze strany zákazníka, či z technologického hlediska, kdy ostré hrany a ořepy mohou znesnadňovat či dokonce znemožňovat další operace.



Obr. 2) Odhrotovací stroj. [8]

Základní rozdělení odhrotovacích zařízení lze provést na stroje určené k odhrotování kruhových tyčí a stroje určené k odhrotování nekruhových tyčí. Od této skutečnosti se odvíjí uspořádání stroje, zejména pak počet stupňů volnosti. Pro odhrotovací stroje na kruhové tyče je vyžadován zpravidla pohyb ve dvou osách. Jedná se o vertikální ustavení nástroje a jeho pracovní přísun ve směru osy obráběného materiálu. Odhrotovací stroje pro nekruhové tyče a kruhové tyče velkých průměrů vyžadují pohyb nástroje ve třech osách, což vyžaduje, mimo jiné, i komplexnější řídicí systém a programování dráhy nástroje, který kopíruje konturu obrobku. Výhodou těchto strojů je jejich větší univerzálnost, kdy jsou schopné obrábět jak kruhové, tak i nekruhové součásti. Jejich použití pro odhrotování kruhových tyčí je však v porovnání se specializovanými stroji méně produktivní. [7], [8]



### 1.3 Manipulace s materiálem v rámci linky

Pro manipulaci s tyčemi v rámci rovnací a inspekční linky je využíváno několik druhů zařízení. Při zavážení materiálu na linku a jeho dopravu po průchodu linkou do skladu jsou využívány jeřáby ve výrobních halách. K základním zařízením pro manipulaci s materiálem v rámci rovnací linky patří příčné a podélné dopravníky. Podélná doprava tyčí ve směru jejich osy je zajišťována válečkovými tratěmi s prizmatickými válečky, které zároveň zajišťují vedení tyčí v příčném směru. Doprava v příčném směru je realizována pomocí řetězových dopravníků, kdy některé z nich kontinuálně dopravují materiál, jehož pohyb a poloha jsou regulovány pomocí dorazů, přičemž po dojetí k dorazu se po dopravníku tyče odvalují či smýkají, a některé zajišťují přesné polohování jednotlivých tyčí vůči navazujícím zařízením (např. vůči odhroťovacímu stroji). Mimo řetězových dopravníků je využíváno i krokovacích roštů tvořených pevným stolem a pohyblivým předávacím stolem, jehož pohyb je odvozen z vačkového mechanismu. [7]

Mezi další zařízení pro manipulaci s materiálem v rámci linky patří základací zařízení, která ze zásobníku zakládají jednotlivé tyče na navazující dopravník v daném taktu nebo zařízení pro překládání tyčí mezi válečkovou tratí a řetězovým dopravníkem. [1]



Obr. 3) Řetězový dopravník. [9]



## 2 SOUČASNÝ STAV VĚDY A TECHNIKY

Tato kapitola se bude věnovat současnému stavu na poli pohonné techniky využívané v oblasti dopravníků. Vzhledem k tomu, že požadavky kladené na dopravníky jsou velmi různorodé v závislosti na navazujících zařízeních, přepravovaném materiálu, oblasti užití a dalších faktorech, nelze obecně určit, který pohon je pro dopravníky nejvhodnější. [24]

### 2.1 Požadavky na pohony

Charakteristickým požadavkem na pohon dopravníků bývá rozběhový moment, podle něž je obvykle nutné motor dimenzovat. Z toho ovšem vyplývá obvyklé předimenzování pohonu vůči požadavkům na výkon při pohybu dopravníku konstantní rychlostí. Proto je výhodné použití pohonů dovolující vyšší krátkodobou momentovou přetížitelnost. Díky tomu se pak můžeme jmenovitým momentem motoru přiblížit k momentu potřebném při pohybu konstantní rychlostí.

Dalším z požadavků bývá nastavitelnost otáček pro konstantní rychlost, která může být pro zavádění do provozu snížena. Motor tak musí spolehlivě plnit svoji funkci při snížených i při provozních otáčkách. Požadavek je takový, aby přenastavení motoru z provozních otáček na snížené a zpět vyžadovalo co nejméně času. [24]

### 2.2 Požadavky na účinnost

Od 16. 6. 2011 došlo k zavedení požadavků na minimální energetickou účinnost elektromotorů v EU dle nařízení EU 640/2009. V roce 2014 byl obsah tohoto nařízení změněn nařízením 4/2014, v důsledku kterého je od 1. 1. 2017 minimální požadovaná účinnost motorů IE3 (vysoká účinnost), respektive IE2 (zvýšená účinnost) pro motory napájené měničem (viz obrázek 4). Tento požadavek se vztahuje na motory o výkonu 0,75 kW až 375 kW.

Zavedení těchto požadavků v praxi znamená nutnost nahradit „staré“ motory s nižší účinností, než je pro danou aplikaci požadována, „novými“ motory, které odpovídají požadavkům EU. S vyšší energetickou účinností souvisí i vyšší pořizovací náklady na tyto elektromotory. Zejména pro motory vyšších výkonů, které jsou v dlouhodobém provozu, může být počáteční cenový rozdíl brzy vykompenzován úsporou ve spotřebované energii. [25]

<b>IE3</b>	a IE4 nebo vyšší - bez omezení
<b>IE2</b>	jen pro VSD režim (regulace frekvenčním měničem) export bez CE značky je možný
<b>IE1</b>	zakázáno v EU a mnoha dalších zemích export bez CE značky je možný

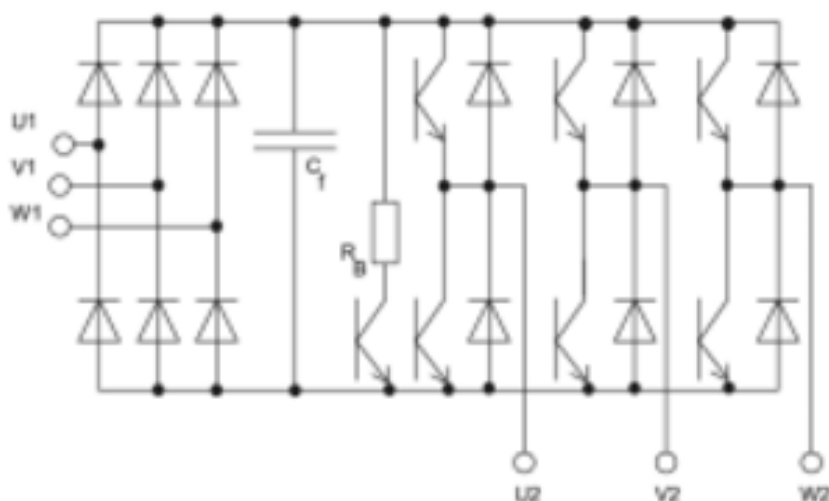
Obr. 4) Požadavky na účinnost elektromotorů od 1. 1. 2017 [25]

## 2.3 Pohony používané v dopravnících

Vzhledem k zaměření diplomové práce na dopravník pracující v režimu krokování s přesným polohováním, nebudou v této podkapitole probírány pohony používané pro dopravníky s kontinuálním pohybem.

Dominantní postavení mají díky rozvoji řídicí elektroniky a zejména frekvenčních měničů synchronní a asynchronní střídavé motory. Pohony s asynchronními motory a frekvenčním měničem mají velké zastoupení zejména v případě vyšších výkonů (zhruba od 10 kW). Mezi hlavní důvody jejich rozšíření patří nízká cena a robustní konstrukce. Pohony se synchronními motory a frekvenčním měničem se uplatňují v oblasti nižších výkonů.

Základní komponentou, která umožní vytvořit servopohon na základě asynchronního motoru, je frekvenční měnič. Schéma jeho výkonové části je vyobrazeno na obrázku 5. Standardně umožňuje frekvenční měnič režim brzdění motoru stejnosměrným proudem. Při vyšších požadavcích na brzdění je možnost použití měniče s brzdným odporem. Samotné řízení otáček motoru probíhá díky pulzní šířkové modulaci.



Obr. 5) Schéma výkonové části frekvenčního měniče [26]

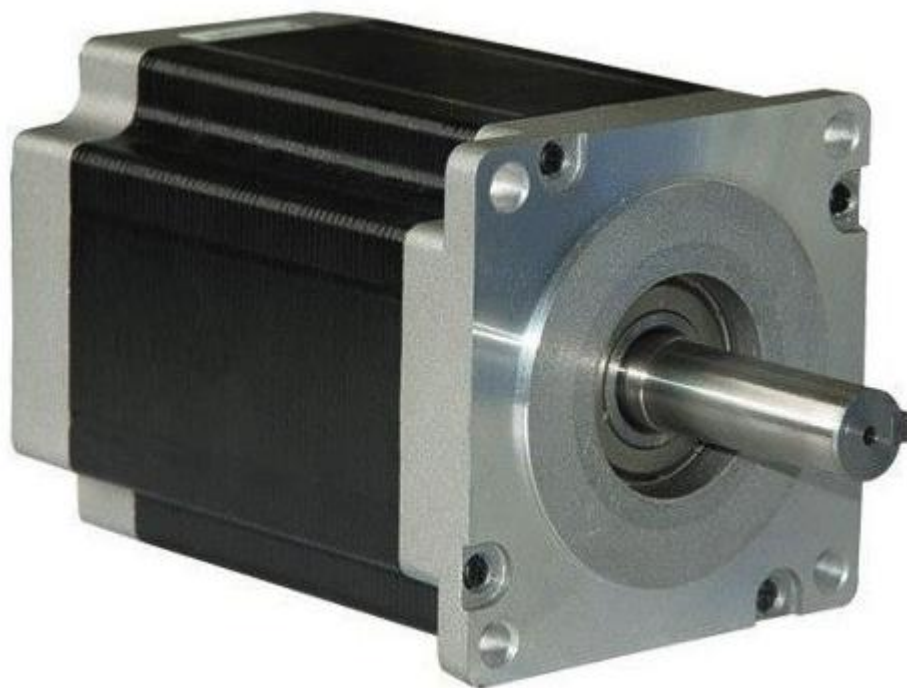
Pro použití asynchronního motoru jako servomechanismu je nutné využití zpětnovazební regulační struktury. Využívá se k tomu regulace rychlosti otáček motoru, které je nadřazena regulace polohy. Regulace je umožněna díky vektorovému řízení, které na základě matematického modelu motoru a měřených elektrických veličin v reálném čase počítá hodnoty velikosti a polohy magnetického pole a proudů. Vektorové řízení reguluje moment motoru, této regulaci je nadřazena regulace otáček. [26]

Pro dopravníky malých výkonů je možné použití krokových motorů (běžně vyráběné motory max. 3 kW). Otáčení rotoru krokových motorů je v podstatě určité množství pootočení o úhel daný konstrukcí motoru. Toto množství je dáno počtem signálů z řídicí jednotky. U nejpoužívanějších krokových motorů – hybridních dvoufázových krokových motorů – bývá úhel pootočení za jeden krok (jeden signál z řídicí jednotky)  $1,8^\circ$ . Mimo tento úhel se vyrábí i motory s polovičním, případně i dvojnásobným úhlem na jeden krok. Úhel pootočení na jeden krok je dán počtem zubů rotoru, počtem fází a počtem pólů rotoru.

Mezi hlavní výhody krokových motorů patří zejména jejich snadná řiditelnost z digitálních systémů. Pro dosažení žádané polohy nepotřebují zpětnou vazbu a jejich polohování s sebou nenese žádnou úhlovou chybu, která by se mohla akumulovat. Nikoli nepodstatnou vlastností je prakticky bezúdržbový provoz a nízká pořizovací cena.

Jedna z největších výhod krokového motoru – schopnost polohovat bez zpětné vazby – v sobě skrývá i jednu z hlavních nevýhod. Při přetížení krokového motoru bez zpětné vazby není proveden krok a motor tak ztrácí pozici bez jakékoliv signalizace. Další nevýhodou je omezený rozsah výkonů vyráběných krokových motorů. Rovněž nemožnost krátkodobého přetížení (např. při rozběhu) je překážkou pro použití v dynamicky náročnějších aplikacích.

Většina v současnosti vyráběných motorů se vyrábí ve čtyřhranném provedení (viz obrázek 6). Pro připojení k poháněnému zařízení slouží příruba se standardizovanými připojovacími rozměry. [27]



Obr. 6) Krokový motor [28]





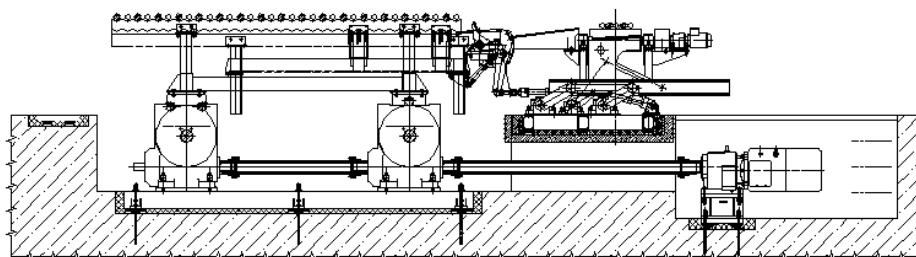
### 3 SOUČASNÝ STAV

Současné řešení krokovacího dopravníku je založeno na koncepci pevného a pohyblivého stolu (viz obrázky 7 a 8). Pevný stůl má zářezy tvaru V, které zajišťují polohu jednotlivých tyčí. Pohyblivý stůl zvedá všechny materiál na dopravníku a přesouvá jej o pozici dál ve směru dopravy.

Pohyb pohyblivého stolu je vyvozen prostřednictvím mechanismu s excentrem, který je poháněn elektromotorem. Vzhledem k tomu, že spolu se stolem je zvedána celá váha materiálu na dopravníku, je toto řešení energeticky náročné. [23]

V současné době se pro manipulaci s materiálem v rámci linek používají kromě válečkových dopravníků převážně pásové či řetězové dopravníky. V případě asynchronních linek nastává nutnost použití akumulčních dopravníků, které jsou schopny kompenzovat rozdíl operačních časů mezi jednotlivými stanicemi. Jako akumulční dopravník se dá použít například řetězový dopravník doplněný o výsuvné narážky, o které se dopravovaný materiál zastaví a po řetězech dopravníku se smýká.

Pohony dopravníků, u kterých je vyžadováno polohování, jsou v dnešní době řešeny pomocí elektromotorů. Pro menší velikosti dopravníků se používají krokové motory, které poskytují snadné řízení polohy, respektive délky kroku dopravníku. S rozvojem řídicí elektroniky a frekvenčních měničů se hojně používají servopohony na základě asynchronního motoru. Jedná se o nenáročné, odolné pohony, s širokým rozsahem použitelných výkonů. [1] [9]



Obr. 7) Rošt s pevným a pohyblivým stolem [23]



Obr. 8) Původní krokovací rošt [23]





## 4 ZÁKLADNÍ KONCEPCE

Funkci dopravníku lze rozdělit do několika opakujících se kroků. První fází je pohyb roštu na referenční polohu, ve které jsou unášecí tyče v ose s vřeteny odhrotovacích strojů. Tato fáze se nachází na obrázku 9 pod písmenem A, její doba je stanovena na max. 1,25 s. Během této doby jsou válečkové dopravníky a odhrotovací stroj blokovány (obrázek 9 písmeno G).

Ve druhé fázi dochází k upnutí odhrotovaných tyčí do čelistí, čímž je zajištěna jejich poloha. Třetí fází je samotný proces obrábění konců tyčí. Ve čtvrté fázi dojde k uvolnění tyčí z čelistí. Tyto tři činnosti jsou na obrázku 9 pod písmenem E. Celková doba odhrotování (zahrnující upnutí, odepnutí a samotný proces obrábění) je ze zadání 10 s.

Následuje opět první fáze pohybu roštu. V průběhu druhé, třetí a čtvrté fáze řetěz dopravníku stojí. V této době dochází k zakládání nové tyče na dopravník ve vstupní části a odebírání obrobené tyče z dopravníku ve výstupní části (činnost obslužných zařízení, na obrázku 9 pod písmenem F).

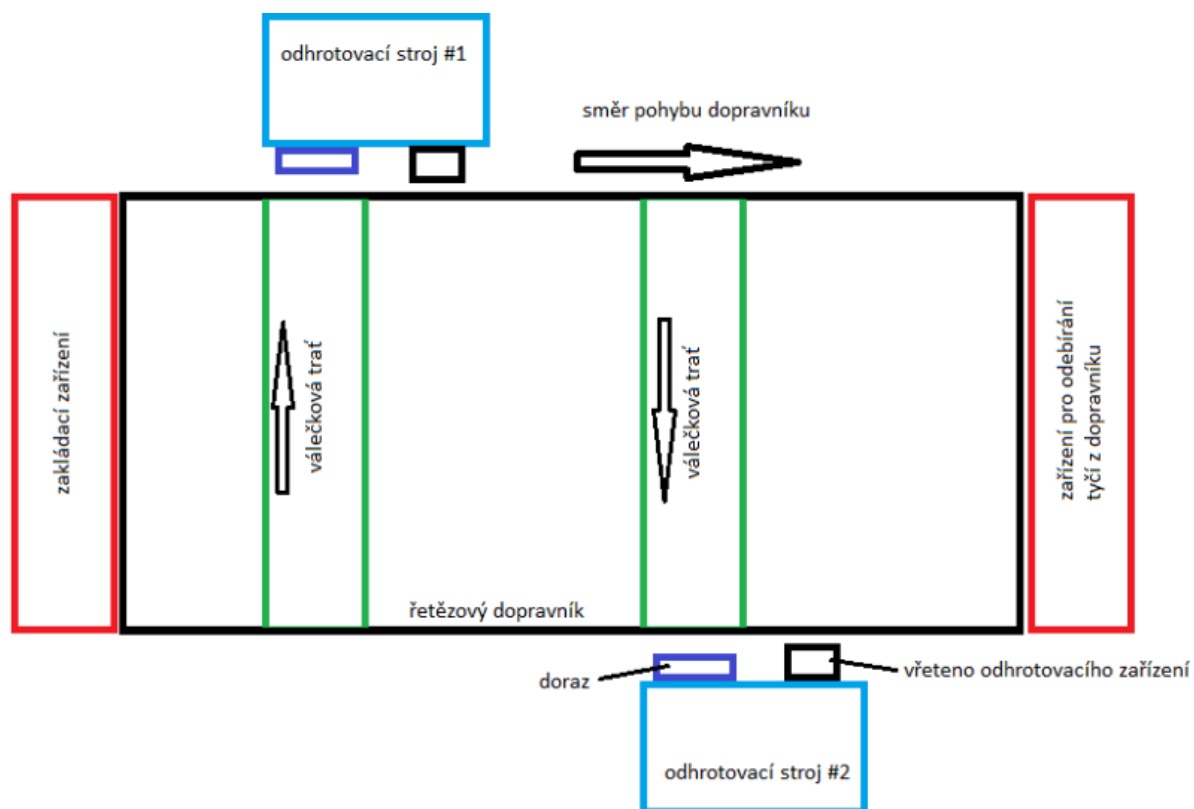
Dále je za klidu řetězového dopravníku v chodu činnost válečkového zarovnávacího dopravníku. Po zastavení řetězu dochází ke zvednutí válečkových tratí do horní polohy (obrázek 9, pod písmenem B), dále k samotnému přesunu tyčí válečkovými dopravníky (obrázek 9, pod písmenem C) a nakonec ke spuštění tratí zpět do spodní polohy (obrázek 9, pod písmenem D). Doba pro zvednutí a spuštění válečků byla zvolena 1 s. Doba pro manipulaci s materiálem je stanovena na max. 7 s. Nevyužitě okno 1 s, které zbývá v činnosti válečkových tratí slouží jako bezpečnostní rezerva.

čas [s]:	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
krokovací rošt:	A											
válečkový dopravník:	G	B	C							D		
odhrotovací stroje:		E										
obslužná zařízení:			F									

Obr. 9) Fáze pracovního cyklu zařízení

Celé zařízení lze rozdělit na několik základních uzlů (viz obrázek 10). Jedná se o zavážecí zařízení, jehož úkolem je zakládat materiál po jednotlivých kusech do daných pozic na řetězu dopravníku v součinnosti s pohybem dopravníku. Analogicky k zakládacímu zařízení je na výstupní straně dopravníku zařízení pro odběr materiálu z pásu. Po stranách dopravníku se nachází vlastní odhroťovací stroje, na každé straně jeden. Vlastní dopravník sestává z rámu opatřeného vodícími lištami řetězů, uloženými hnacími a napínacími řetězovými koly, konzoly pohonu a dvou dopravníků pro podélnou dopravu tyčí.

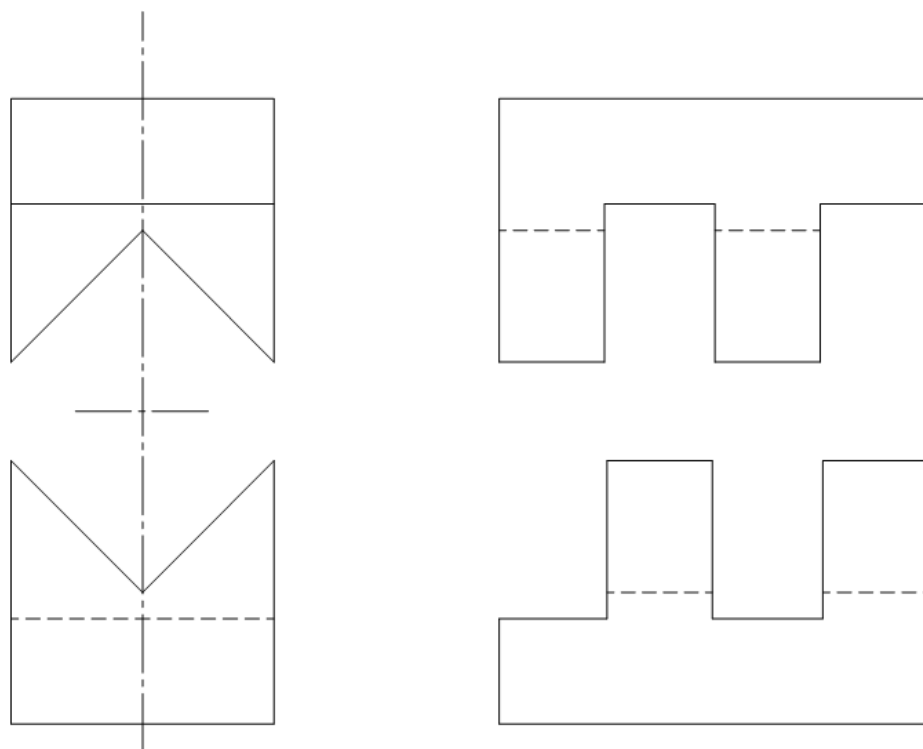
Podélná doprava tyčí v rámci dopravníku slouží k zarovnání čela tyče k dané poloze před samotným odhroťováním. K tomu slouží dvě vertikálně pohyblivé válečkové tratě, před každým odhroťovacím zařízením jedna. V klidové poloze, kdy dochází k pohybu řetězového dopravníku, je válečková trať pod úroveň dopravovaných tyčí. Po zastavení dopravníku dojde k vyjetí válečků do horní polohy, čímž je tyč v pozici nad válečky nadzvednuta z unášeců a přesunuta válečky na příslušný doraz. Unášec při přesouvání slouží jako vedení tyče. Po dosažení koncové polohy tyče se válečková trať opět sklopí pod úroveň dopravovaných tyčí, aby nebránila dalšímu pohybu v příčném směru. Rychlost posuvu musí být dimenzována tak, aby v průběhu patřičného časového úseku byly bezpečně přesunuty mezi krajními polohami nejkratší rovnané tyče. Po dosažení krajní polohy je možné posuv vypnout (při použití snímače detekujícího dosažení krajní polohy).



Obr. 10) Základní uzly zařízení

## 4.1 Zajištění přesné polohy

Pro správné odhrotování tyčí je nutné zajistit jejich přesnou polohu vůči odhroťovací hlavici a v této poloze tyče fixovat. Fixaci je možné uskutečnit pomocí dvojice vertikálně posuvných čelistí pohybujících se tak, aby jejich vzdálenost od osy vřetene byla stejná. Docílení přesné polohy v horizontálním směru je možné realizovat umístěním tyčí do unášeců tvaru V a přesným polohováním řetězu pomocí servopohonu. Druhou možností je využití unášeců umožňujících určitý rozsah pohybu tyče v příčném směru a přesného ustavení dosáhnout pomocí čelistí tvaru V (viz obrázek 11), čímž by odpadla nutnost přesného polohování celého řetězu. Pro detekci správné polohy by byl využit indukční snímač zjišťující přítomnost unášeče v dané pozici.



Obr. 11) Čelisti tvaru V

Pro navrhovaný dopravník bylo zvoleno řešení s prizmatickými unášecí na řetězu. Ty zajistí přepravovaný materiál vůči nežádoucímu pohybu. Polohování dopravníku zajistí správnou polohu vůči odhroťovacímu stroji. Vzhledem k tomu, že odhroťovací stroj je opatřen upínačem, který zajistí přesnou polohu osy obráběného materiálu, není nutná vysoká přesnost polohování dopravníku. Tato by ani technicky nebyla dosažitelná, a to zejména kvůli vlastnostem řetězu. U něj dochází při zátěži k prodlužování a vymezování vůlí, což ovlivňuje výslednou přesnost polohy.

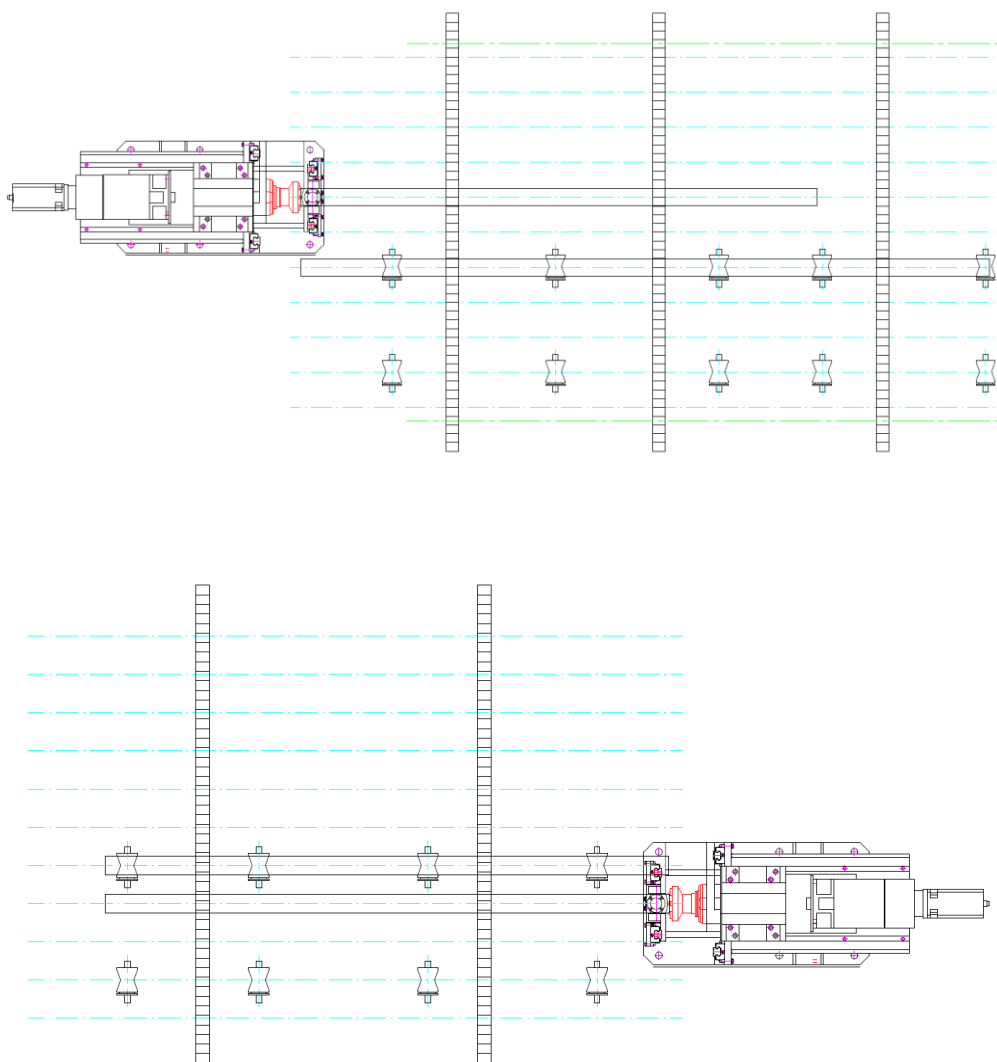


## 5 NÁVRH ROZLOŽENÍ PRACOVISTĚ

Krokovací rošt se zarovnávacími dopravníky se nachází v úseku následujícím po úseku dělení materiálu. Válečková trať dopravuje nadělené tyče k zakládacímu zařízení, které jednotlivé tyče umisťuje na krokovací rošt. Rošt spolu se zarovnávacími dopravníky zajišťuje správné zapolohování tyčí vůči odhrotovacím strojům, které provádí obrobení konců tyčí. Ve výstupní části roštu se nachází odbavovací zařízení, které tyče umisťuje na výstupní válečkovou trať.

Pro výběr vhodné varianty rozložení pracoviště bylo vytvořeno několik pracovních návrhů (viz obrázek 12), které byly následně porovnávány s ohledem na počet komponent a minimalizaci nákladů bez omezení funkce zařízení. Výsledná varianta je vyobrazena v příloze (výkres 1-A-0).

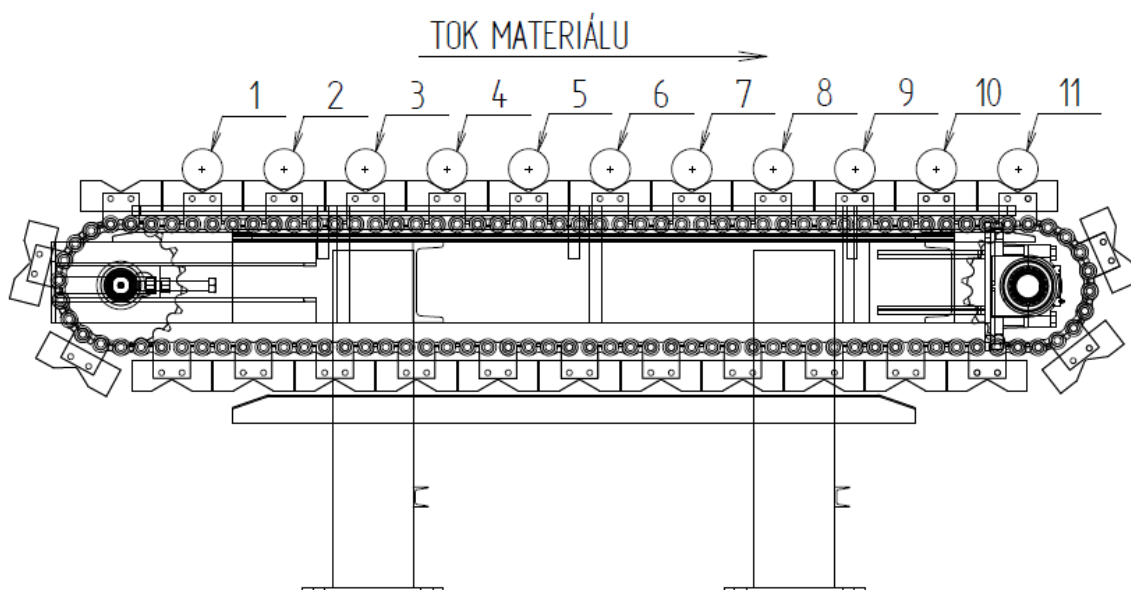
Na základě zadaných rozměrů dopravovaného materiálu a zvoleného řetězu byla stanovena rozteč pozic na řetězovém dopravníku a poloha válečkových tratí. Volba rozestupů dopravníkových řetězů byla provedena tak, aby v každé pozici byl dopravovaný materiál stabilně podepřen. Zároveň byla snaha o dosažení co nejmenšího počtu řetězů.



Obr. 12) Dispozice dopravníku a odhrotovacího stroje – pracovní varianty

## 5.1 Popis sledu činností zařízení

Po operaci dělení materiálu na pile jsou dávky tyčí dopravovány válečkovým dopravníkem k úseku odhrotování, kde jsou zastaveny před dorazem vstupního dopravníku. Dávky jsou následně rozdělovány na jednotlivé tyče a tyto jsou zakládacím zařízením umísťovány na první pozici řetězového krokovacího dopravníku (pozice 1). Po provedení kroku dopravníku je zdvižen zarovnávací dopravník 1 a čelo tyče je zarovnáno na odpružený doraz 1 (pozice 2). Krokovací dopravník provede krok. Tyč se dostane do vyčkávací pozice (pozice 3), ve které na ní nedochází k žádné operaci ani manipulaci. Tato pozice je nutná vzhledem k zástavbovým rozměrům odhroťovacího stroje a upínače, které nedovolují umístění dorazu. Po provedení dalšího kroku řetězového dopravníku se tyč nachází v pozici prvního odhrotování (pozice 4), kde je upnuta a její přední konec (ve směru materiálového toku linky) je obroben. Po odepnutí tyče je proveden další krok řetězového dopravníku. Tyče s délkou větší než 5 m jsou v pozici 5 zarovnány zadním čelem na odpružený doraz 2 pomocí zdvižného zarovnávacího dopravníku 2. V případě délky tyče do 5 m včetně, tak dojde k vysunutí zářezky a tyč je přesunuta pouze částečně. Po sklopení zarovnávacího dopravníku 2 je proveden krok řetězového dopravníku do pozice 6. Tyče s délkou větší než 5 m jsou zde ve vyčkávací pozici a zdvižný zarovnávací dopravník 3 zůstává sklopen. U tyčí s délkou do 5 m včetně je zdvižen zarovnávací dopravník 3 a je dokončeno zarovnání zadního čela tyče na odpružený doraz 2. Rozdělení zarovnání kratších tyčí na dvě fáze je nutné z důvodu zajištění dostatečného času pro jejich přesun. Po provedení kroku do pozice 7 se tyč nachází ve vyčkávací pozici (důvod viz pozice 3). Dalším krokem řetězového dopravníku se tyč přesune do pozice druhého odhrotování (pozice 8). Po odepnutí tyče a provedení kroku řetězového dopravníku se tyč nachází ve vyčkávací pozici (pozice 9). Následuje přesun tyče do výstupní pozice (pozice 10), ve které je provedeno odebrání tyče z řetězového dopravníku odebíracím zařízením. Jednotlivé pozice jsou na obrázku 13, dopravník s přidruženými zařízeními je na výkresu 1-A-0.



Obr. 13) Pozice na dopravníku

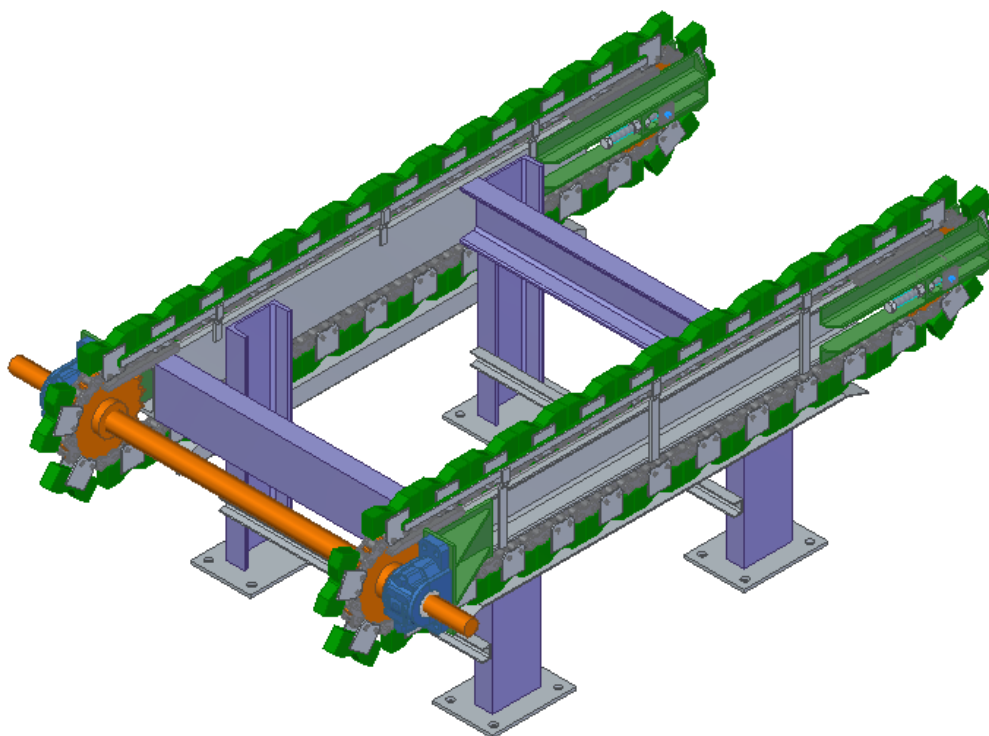
## 6 NÁVRH ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU

Koncepce řešení krokovacího dopravníku spočívá v jeho rozdělení na 5 vzájemně propojených řetězových dopravníků a 3 samostatných válečkových tratích.

Konstrukci řetězového dopravníku (viz obrázek 14) tvoří svařovaný rám, na němž jsou umístěna vedení řetězu, konzoly s ložiskovými tělesy hnací hřídele a konzoly volných řetězových kol, umožňující napínání jednotlivých řetězů. Obě hnací řetězová kola jsou umístěna na společné hřídeli, s níž jsou spojena těsnými pery. Volná řetězová kola jsou prostřednictvím kuličkových ložisek umístěna na neotočných osách, jejichž vzdálenost od osy hnacích řetězových kol lze regulovat pomocí stavěcího šroubu.

Délka vedení řetězu byla volena tak, aby podepřelo všech 11 pozic, které mohou být obsazeny dopravovaným materiálem (viz kapitola 5.1 Popis sledu činností zařízení).

Dopravníky jsou vzájemně spojeny pomocí vložených hřídelí a hřídelových spojek.

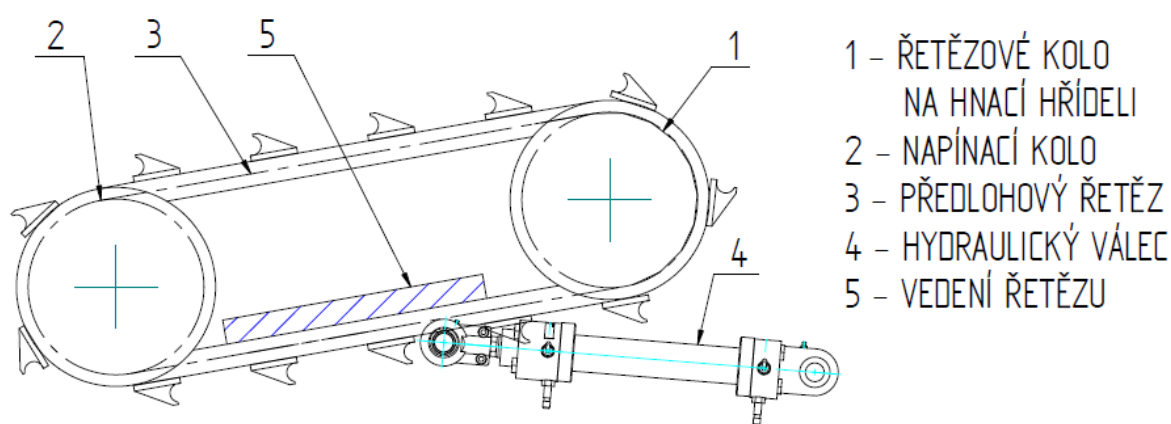


Obr. 14) Řetězový dopravník

## 6.1 Varianty pohonu řetězového dopravníku

Při návrhu pohonu řetězového dopravníku bylo vytvořeno několik koncepčních variant. První z nich je použití asynchronního motoru spolu s planetovou převodovkou, spojkou a brzdou. Návrh tohoto pohonu je podrobně popsán v následujících kapitolách. Tato varianta vyžaduje pro svoji správnou funkci snímače polohy řetězového dopravníku, jedná se tedy o řízenou osu.

Další variantou je pohon pomocí předlohového řetězu a hydraulického válce (viz obrázek 15). Při výsuvu pístnice dojde k posunutí předlohového řetězu prostřednictvím zářezky. Při zpětném pohybu je otočně uložený válec odtlačen následující zářezkou od řetězu a po jejím překonání opět přitlačen prostřednictvím pružiny (není na obrázku). Po vysunutí hydraulického válce je aktivována brzda umístěná na společné hnací hřídeli řetězových dopravníků. U této varianty odpadá nutnost snímání polohy řetězového dopravníku ve smyslu řízení polohy, protože při jednom výsuvu hydraulického válce dojde k posunutí vždy přesně o jednu pozici. Pozice dopravníku je u odhroťovacího zařízení přesto snímána za účelem kompenzace prodloužení řetězu vlivem opotřebení.



Obr. 15) Schéma pohonu prostřednictvím předlohového řetězu

Poslední koncepcí je modifikace předchozí varianty, avšak namísto hydraulického válce je využito elektromotoru s planetovou převodovkou a klikového kola s ojnicí. Potenciálem tohoto řešení je sinusový průběh rychlosti lineárního pohybu, který zajišťuje pomalý rozběh a doběh dopravníku při provádění kroku. K tomuto průběhu rychlosti není nutno použít řízení frekvenčním měničem.

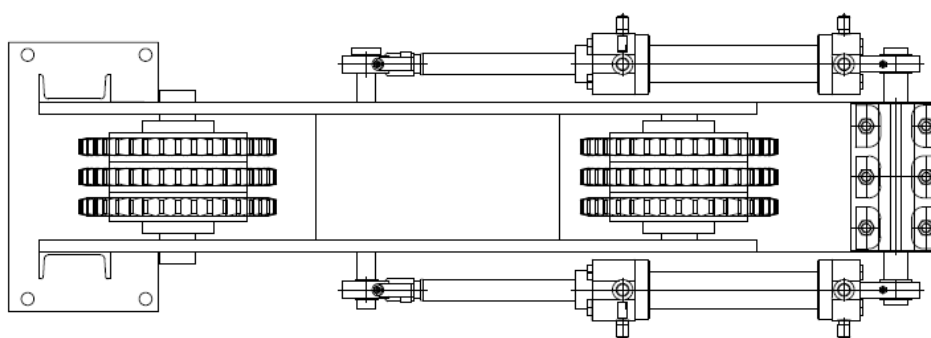
Nevýhodou obou řešení s předlohovým řetězem je nemožnost reverzace chodu dopravníku, která může být vyžadována v případě poruchy zařízení.



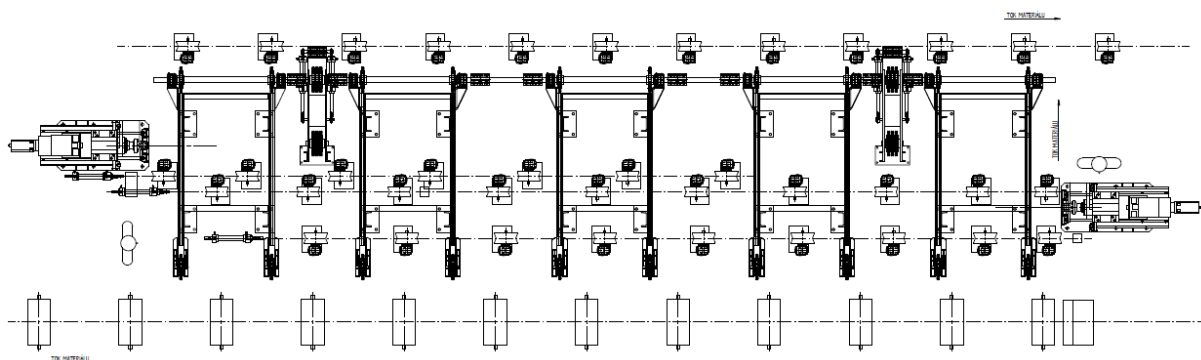
### 6.1.1 Koncepce pohonu s předlohovým řetězem a hydraulickým válcem

Možné řešení pohonu pomocí hydraulických válců je zobrazena na obrázku 16. Na rozdíl od pohonu pomocí elektromotorů s planetovou převodovkou je možné tento pohon vkládat mezi jednotlivé dopravníky, aniž by tím byla přerušena mechanická vazba mezi nimi, v podobě společné hnací hřídele. Tento pohon lze vložit na místo propojovací hřídele, případně i na konce hřídelí. Tato skutečnost umožní rovnoměrnější zatížení hřídelí krouticím momentem. Mimo to vznikne také lepší servisní přístup k odhrotovacím strojům (viz obrázek 17).

Hlavní nevýhodou tohoto pohonu je nemožnost reverzace směru chodu dopravníku. Tato skutečnost by vyžadovala doplnění o servisní pohon, který by sloužil k reverzaci v případě nutnosti. Tento servisní pohon by však nemusel mít výkonové parametry hlavního pohonu, vzhledem k tomu, že při servisní činnosti není vyžadováno prudké zrychlení a zastavení dopravníku tak, jak je tomu při jeho pracovním cyklu.



Obr. 16) Horní pohled na pohon hydraulickými válci



Obr. 17) Poloha pohonů v rámci dopravníku

### 6.1.2 Výběr varianty pohonu

Pro výběr optimální varianty pohonu byla sestavena tabulka kritérií (viz tabulka 1). Jednotlivým parametrům byla přiřazena rozhodovací váha a do sloupce daného typu pohonu bylo zaznamenáváno, který typ lépe plní dané kritérium. Kritéria byla vybrána s ohledem na druh zařízení a provoz, ve kterém bude používáno.

Tab 1) Hodnocení variant pohonů

kritérium	váha	elektromotor	hydropohon
životnost	6	1	0
cena	5	0	1
možnost reverzace	4	1	0
náklady na údržbu	3	1	0
rozměry celého dopravníku	2	0	1
adaptabilita	1	1	0
celkem		14	7

Na základě kritériální analýzy byl jako primární pro podrobnější zpracování zvolen pohon s elektromotorem. Jeho návrh je zpracován v následujících kapitolách.

## 6.2 Rám dopravníku

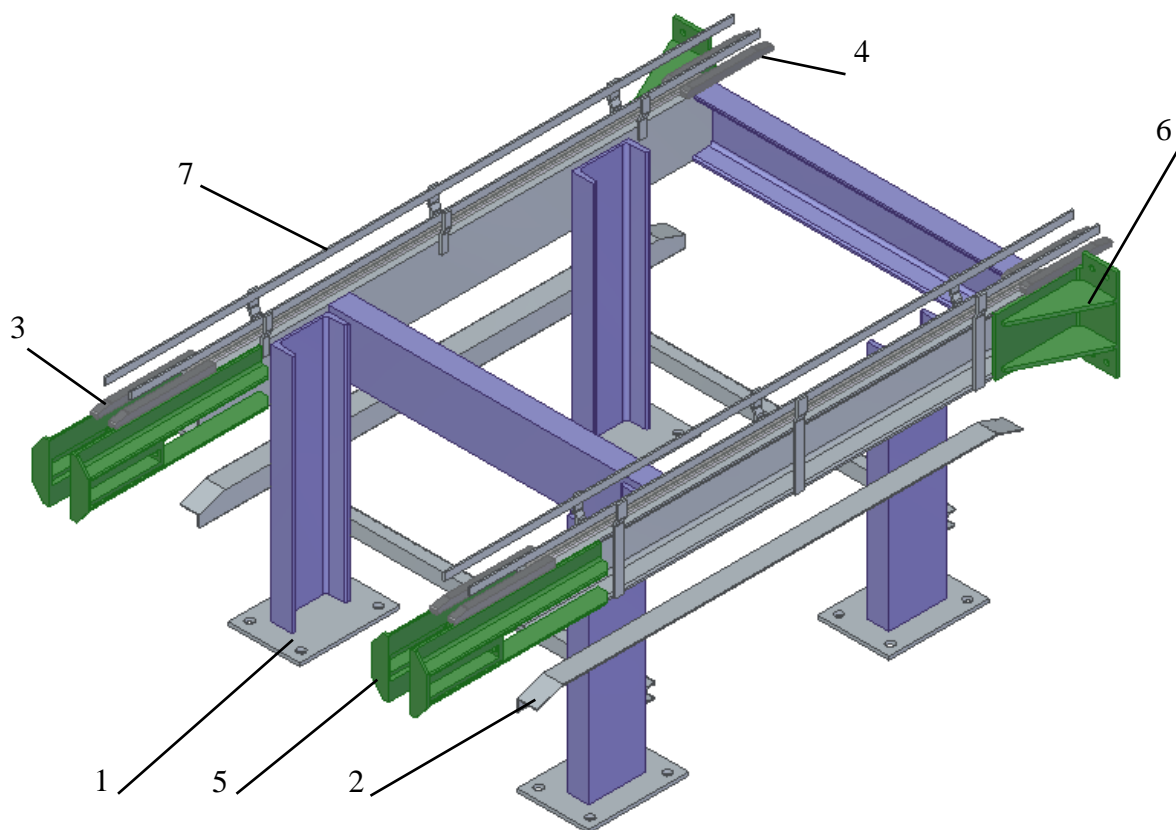
Základem řetězového dopravníku je rám, který je tvořen svařencem. Nosná část rámu je svařena z profilů U 200 dle DIN 1026-1. Nohy rámu jsou ve spodní polovině propojeny, aby byla zajištěna jejich rovnoběžnost, a ze spodní strany jsou na ně navařeny kotvící patky (viz obrázek 18, pozice 1), které jsou po svaření celého rámu obrobeny tak, aby jejich dosedací plochy byly rovnoběžné s vodicími plochami dopravníku a měly předepsanou vzdálenost. Boční propojení noh slouží zároveň jako spodní vedení řetězu (obrázek 18, pozice 2), aby v důsledku jeho prověšení nedocházelo ke zbytečnému zatěžování.

Na horní části U profilů jsou navařeny upevňovací C lišty plastového vedení. Na koncích U profilů je vedení řetězu prodlouženo ocelovými vodítky (obrázek 18, pozice 3 a 4), mezi kterými je mezera pro řetězové kolo.

Na straně vstupní části dopravníku jsou navařeny konzoly volného řetězového kola (obrázek 18, pozice 5), které umožňují napínání řetězu. Na těchto konzolách se nachází vodicí plochy čepu volného řetězového kola, které jsou po svaření obrobeny.

Na výstupní straně dopravníku jsou navařeny konzoly pro upevnění ložiskových těles nesoucích hnací hřídel (obrázek 18, pozice 6).

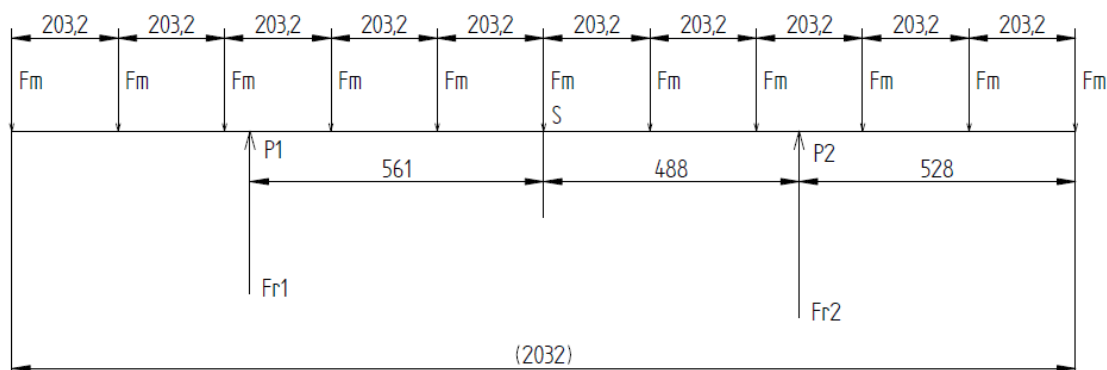
Poslední částí jsou lišty bočního vedení řetězu (obrázek 18, pozice 7), které jsou navařeny po stranách U profilů nesoucích C lišty plastového vedení.



Obr. 18) Svařenec rámu řetězového dopravníku

### 6.2.1 Pevnostní výpočet dráhy dopravníku

Při pevnostním výpočtu dráhy dopravníku bude kontrolováno ohybové napětí v profilu U 200 při plném zatížení dopravníku 11 tyčemi maximálního průměru. Uvažujeme extrémní případ, kdy tyče o délce 4 m leží pouze na jednom dopravníku – na dvou řetězech. Tento případ by v provozu neměl nastat, avšak je teoreticky možný. Působící síly jsou vyznačeny na obrázku 18.



Obr. 19) Silové působení na dráhu dopravníku

Síly  $F_m$  jsou rovny polovině tíhové síly od hmotnosti výše zmíněných tyčí.

$$F_m = l_4 \cdot \pi \cdot \frac{d_{max}^2}{4} \cdot \rho_{ocel} \cdot 0,5 \cdot g$$

$$F_m = 4 \cdot \pi \cdot \frac{0,1^2}{4} \cdot 7850 \cdot 0,5 \cdot 9,81$$

$$F_m = 1209,6 \text{ N}$$
(1)

Síly  $F_{r1}$  a  $F_{r2}$  jsou reakce v podpěrách a jejich velikost určíme z momentové rovnováhy k bodu S a silové rovnováhy.

$$F_m \cdot 11 = F_{r1} + F_{r2}$$

$$F_{r1} = F_m \cdot 11 - F_{r2}$$
(2)

$$F_{r1} \cdot 0,561 = F_{r2} \cdot 0,488$$

$$(F_m \cdot 11 - F_{r2}) \cdot 0,561 = F_{r2} \cdot 0,488$$

$$F_{r2} = \frac{F_m \cdot 11 \cdot 0,561}{(0,561 + 0,488)}$$

$$F_{r2} = \frac{1209,6 \cdot 11 \cdot 0,561}{(0,561 + 0,488)}$$

$$F_{r2} = 7115,8 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 6189,8 \text{ N}$$
(3)

Na obrázku 20 je znázorněn průběh posouvající síly a ohybového momentu působících na nosník dráhy. Z průběhů je patrné, že největší ohybové momenty působí v oblasti podpěr (P1 a P2). Maximální zatížení je pak v oblasti podpěry P2. Pro tento bod proto provedeme výpočet napětí a kontrolu bezpečnosti porovnáním s dovoleným napětím pro materiál nosníku – ocel S235JR.

Určení ohybového momentu v bodě P2:

$$M_{Omax} = F_m \cdot (0,528 + 0,3248 + 0,1216)$$

$$M_{Omax} = 1209,6 \cdot (0,528 + 0,3248 + 0,1216) \quad (4)$$

$$M_{Omax} = 1178,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Určení velikosti napětí v ohybu:

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_o}$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{1178,6}{191 \cdot 10^{-6}} \quad (5)$$

$$\sigma_{Omax} = 6,17 \text{ MPa}$$

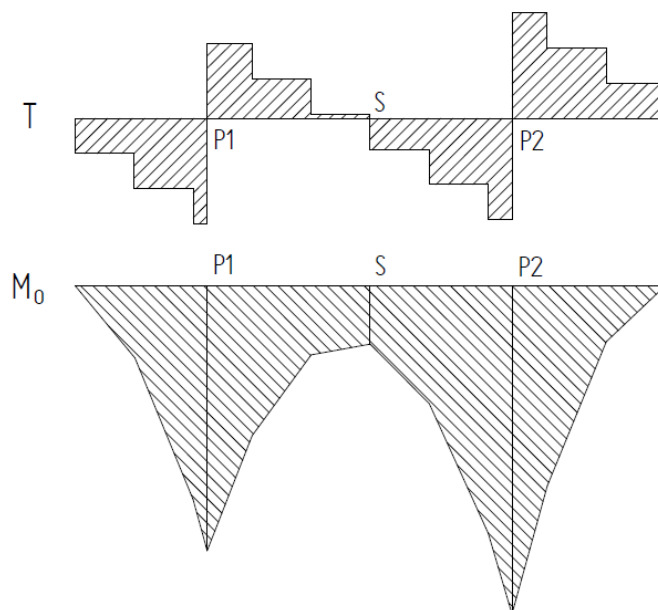
Určení koeficientu bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_{Omax}}{\sigma_{Omax}}$$

$$k = \frac{110}{6,17} \quad (6)$$

$$k = 17,8$$

Zvolený nosník vyhovuje. Koeficient bezpečnosti je vysoký, ale vzhledem ke koncepci řešení dopravníku nebude zvažována volba profilu o nižší výšce.



Obr. 20) Průběhy VVÚ

### 6.3 Návrh řetězového převodu

V rámci této kapitoly je pozornost věnována volbě a kontrole vhodného řetězu, řetězových kol, jejich rozteče, způsobu napínání a mazání řetězu. Z důvodu snižování nároků na výkon pohonu dopravníku, nepříliš vysokých nároků na přesnost polohování a použití unášeců se jako vhodný typ jeví válečkový řetěz s unášeči.

S použitím válečkového řetězu je spojena nutnost kompenzace jeho prodloužení v průběhu životnosti. Vzhledem k rozložení pracoviště lze přesně polohovat pouze vůči jednomu odhrotovacímu stroji. Poloha u druhého stroje bude zatížena chybou právě v důsledku prodloužení řetězu. Konkrétně prodloužením úseku řetězu mezi osami odhrotovacích strojů.

Podle návrhu je tato vzdálenost zhruba 610 mm. Pokud budeme uvažovat maximální povolené prodloužení řetězu v průběhu jeho životnosti 2%, bude maximální odchylka u druhého stroje přibližně 12 mm. Díky dvojici pohonů však můžeme docílit rozdílného polohování na straně prvního odhrotovacího stroje, oproti straně druhého stroje.

Zároveň sledováním difference mezi jednotlivými stranami lze provádět kontrolu opotřebení řetězu. Překročení nastavené hodnoty nám signalizuje nutnost výměny řetězu.

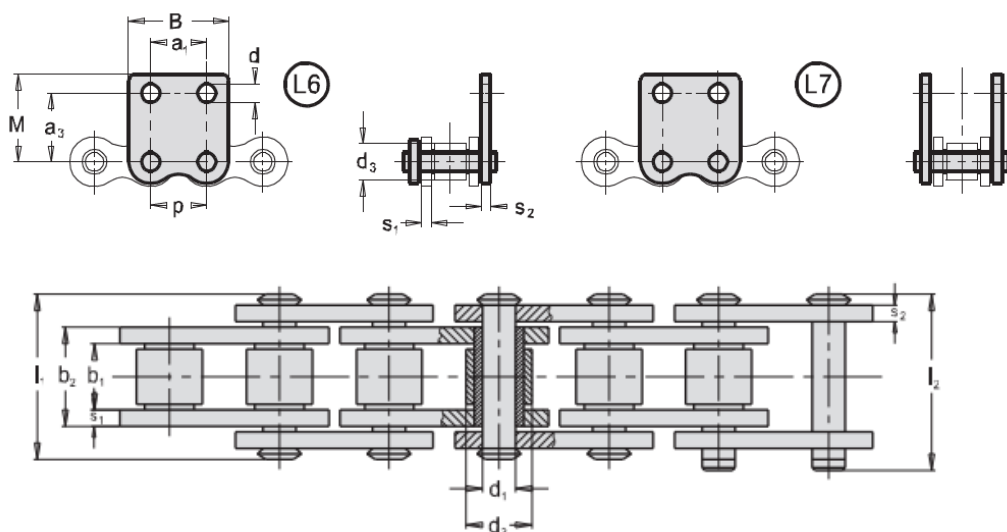
#### 6.3.1 Volba řetězu

Z nabídky katalogu firmy Řetězy VAMBERK spol. s r. o. byl jako výchozí varianta zvolen řetěz 32B-1 o rozteči  $p=50,8\text{mm}$  s přímými unášeči typu L7 (viz obrázek 21). Unášeče budou umístěny na každém druhém vnějším článku, takže jejich rozteč bude činit čtyřnásobek rozteče řetězu, což by mělo zajistit dostatečný rozestup jednotlivých pozic pro manipulaci s materiálem na dopravníku. S umístěním unášeců na každém druhém vnějším článku souvisí nutnost použít řetěz s celkovým počtem článků dělitelným čtyřmi. [10], [14]

Tab 2) Parametry řetězu

Typ	p [mm]	b <sub>1</sub> [mm]	d <sub>1</sub> [mm]	d <sub>3</sub> [mm]	a <sub>1</sub> [mm]	a <sub>3</sub> [mm]	B [mm]	M [mm]	s <sub>1</sub> [mm]	s <sub>2</sub> [mm]	d [mm]	F <sub>B</sub> [kN]	Q [kg/m]	S <sub>i</sub> [mm <sup>2</sup> ]
32B-1	50,80	30,99	17,81	29,21	50,80	63,50	92,60	77,00	7,00	6,00	14,00	250,00	9,70	344,40

Kde  $F_B$  je minimální hodnota síly při přetržení řetězu,  $Q$  je měrná hmotnost řetězu a  $S_i$  je dvojnásobek příčného průřezu vnitřní desky.



Obr. 21) Rozměry válečkového řetězu a unášeče [10]

### 6.3.2 Výpočet rozměrů řetězového kola

Výpočet vychází z parametrů řetězu 32B-1 uvedených v tabulce 2. Počet zubů řetězového kola je vzhledem k požadavkům na minimální počty zubů a zároveň snaze o co nejmenší rozměry volen  $z=19$ . [14]

Průměr roztečné kružnice

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

$$d = \frac{50,8}{\sin \frac{180^\circ}{19}} \quad (7)$$

$$d = 308,637 \text{ mm}$$

Poloměr dna zubní mezery

$$r_{imin} = 0,505 \cdot d_3$$

$$r_{imin} = 0,505 \cdot 29,21 \quad (8)$$

$$r_{imin} = 14,751 \text{ mm}$$

$$r_{imax} = 0,505 \cdot d_3 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_3}$$

$$r_{imax} = 0,505 \cdot 29,21 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{29,21} \quad (9)$$

$$r_{imax} = 14,964 \text{ mm}$$

Bylo zvoleno  $r_i = 14,85 \text{ mm}$ .

Průměr patní kružnice

$$d_f = d - 2 \cdot r_i$$

$$d_f = 308,637 - 2 \cdot 14,85 \quad (10)$$

$$d_f = 278,937 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{amin} = d + 0,5 \cdot d_3$$

$$d_{amin} = 308,637 + 0,5 \cdot 29,21 \quad (11)$$

$$d_{amin} = 323,242 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
d_{amax} &= d + 1,25 \cdot p - d_3 \\
d_{amax} &= 308,637 + 1,25 \cdot 50,8 - 29,21 \\
d_{amin} &= 342,927 \text{ mm}
\end{aligned}
\tag{12}$$

Bylo zvoleno  $d_a=330$  mm.

Poloměr boku zubů

$$\begin{aligned}
r_{emin} &= 0,12 \cdot d_3 \cdot (z + 2) \\
r_{emin} &= 0,12 \cdot 29,21 \cdot (19 + 2) \\
r_{emin} &= 73,609 \text{ mm}
\end{aligned}
\tag{13}$$

$$\begin{aligned}
r_{emax} &= 0,008 \cdot d_3 \cdot (z^2 + 180) \\
r_{emax} &= 0,008 \cdot 29,21 \cdot (19^2 + 180) \\
r_{emin} &= 126,421 \text{ mm}
\end{aligned}
\tag{14}$$

Bylo zvoleno  $r_e=100$  mm.

Úhel otevření

$$\begin{aligned}
\alpha_{min} &= 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} \\
\alpha_{min} &= 120^\circ - \frac{90^\circ}{19} \\
\alpha_{min} &= 115,263^\circ
\end{aligned}
\tag{15}$$

$$\begin{aligned}
\alpha_{max} &= 140^\circ - \frac{90^\circ}{z} \\
\alpha_{max} &= 140^\circ - \frac{90^\circ}{19} \\
\alpha_{min} &= 135,263^\circ
\end{aligned}
\tag{16}$$

Bylo zvoleno  $\alpha=125^\circ$ .

Šířka zubu řetězového kola

$$\begin{aligned}
b_{f1} &= 0,95 \cdot b_1 \\
b_{f1} &= 0,95 \cdot 30,99 \\
b_{f1} &= 29,44 \text{ mm}
\end{aligned}
\tag{17}$$



### Poloměr zaoblení zubu

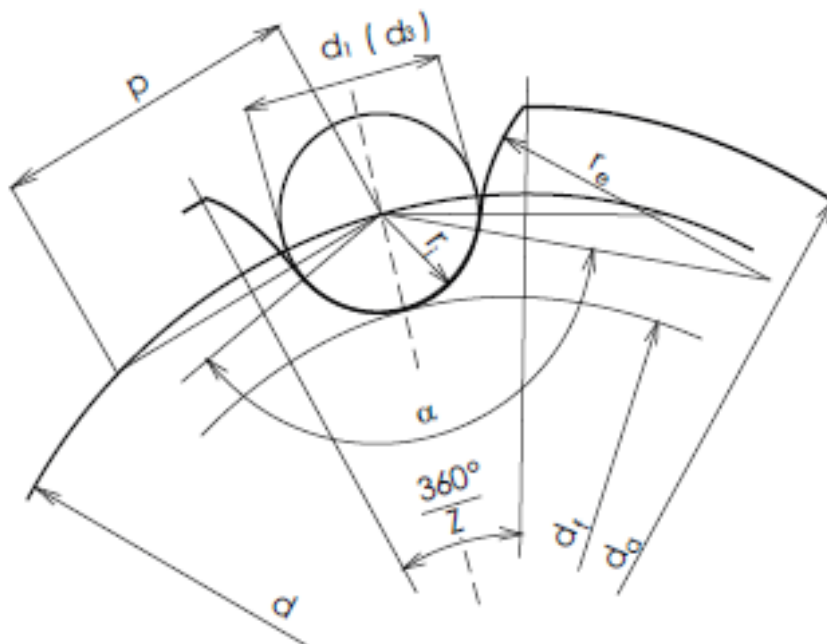
$$\begin{aligned}
 r_x &= 1,5 \cdot d_3 \\
 r_x &= 1,5 \cdot 29,21 \\
 r_x &= 43,815 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

### Hodnota zaoblení zubu

$$\begin{aligned}
 b_{amin} &= 0,1 \cdot d_3 \\
 b_{amin} &= 0,1 \cdot 29,21 \\
 b_{amin} &= 2,921 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

$$\begin{aligned}
 b_{amax} &= 0,15 \cdot d_3 \\
 b_{amax} &= 0,15 \cdot 29,21 \\
 b_{amax} &= 4,381 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Bylo zvoleno  $b_a = 3 \text{ mm}$ .

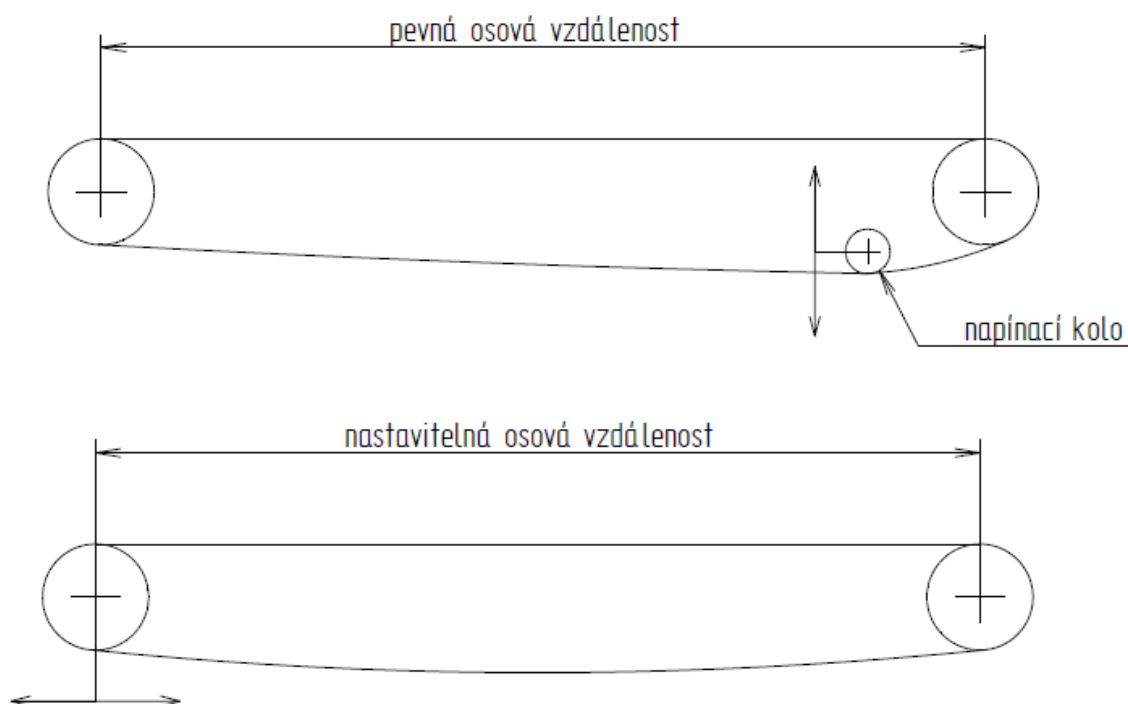


Obr. 22) Rozměry řetězového kola

### 6.3.3 Napínání řetězu

Řetězy se v průběhu používání postupně prodlužují, čímž vzniká potřeba napínacího prvku v řetězovém převodu. Tento prvek je důležitý z hlediska dosažení maximální životnosti řetězu.

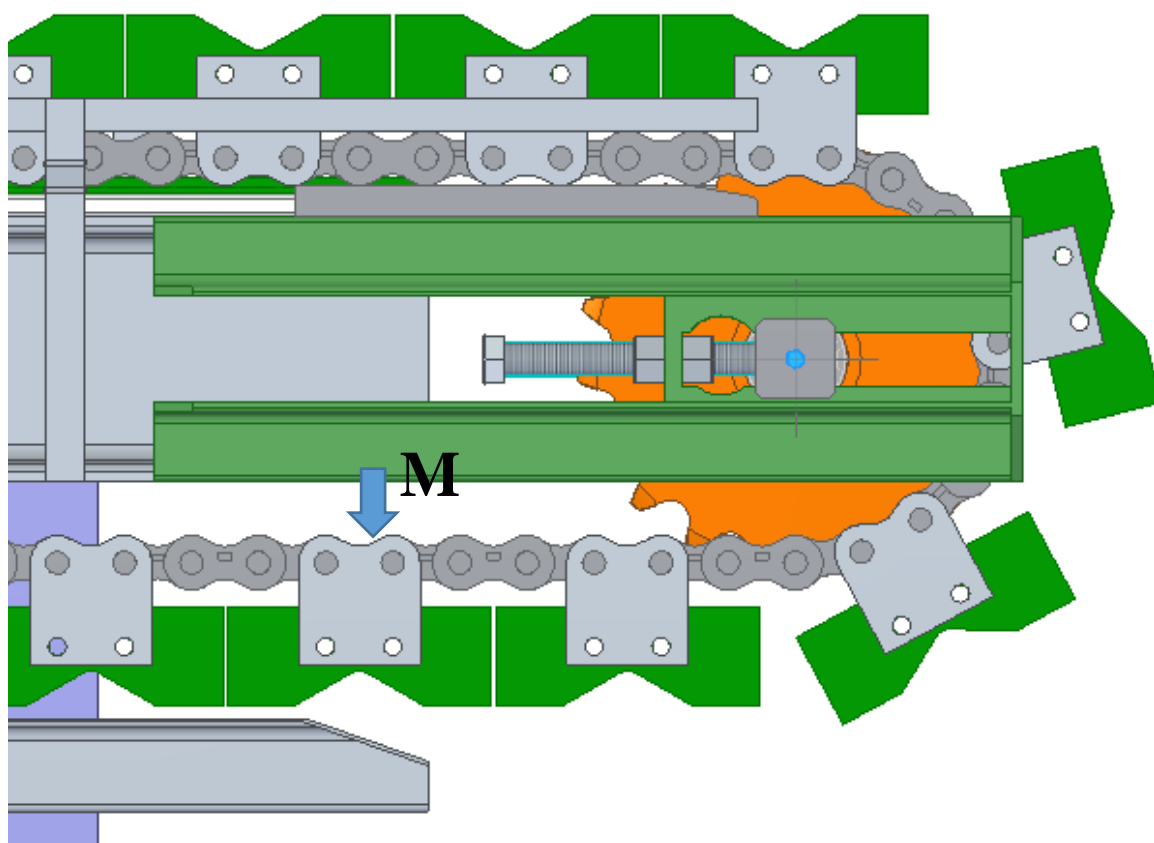
Jako napínací prvek je možno použít samostatnou napínací kladku, což bývá obvykle řetězové kolo s malým počtem zubů, jehož poloha je nastavitelná. Druhou možností je umožnit změnu polohy přímo některému z hlavních kol převodu. Změnou osové vzdálenosti řetězových kol pak můžeme kompenzovat vliv protažení řetězu na jeho napnutí (průhyb). Obě varianty jsou schematicky zobrazeny na obrázku 23. [14]



Obr. 23) Varianty napínání řetězu

Pro navrhovaný dopravník bylo zvoleno druhé řešení (viz obrázek 24). Volné řetězové kolo je umístěno prostřednictvím ložisek na čepu. Tento čep je uložen ve vedení, umožňujícím jeho posuv. Axiálně je zajištěn příložkou a šroubem. Jako napínací prvek a zároveň zajištění polohy čepu je použita dvojice šroubů, které jsou zajištěny maticemi. Navrhované řešení napínání řetězu je zobrazeno na obrázku.

Pro demontáž volného řetězového kola je nutné odšroubovat příložky, zcela vyšroubovat oba šrouby pro nastavení osové vzdálenosti. Následně přesunout kolo na doraz k dopravníku, kde je možné po odstranění pojistných kroužků vytlačit čep profrézovaným otvorem.



Obr. 24) Napínání řetězu

## 6.4 Mazání řetězu

Pro dosažení dlouhé životnosti je nutné zajistit jeho dostatečné mazání. Mazací medium se nanáší do třecích bodů řetězu. Jedná se zejména o prostor mezi vnějším a vnitřním článkem řetězu a mezi vnitřním článkem a válečkem. Vhodné mazání má vliv jak na životnost, tak na klidný chod řetězu. [11], [14]

Pro jednoduché aplikace s nekontinuálním provozem lze použít ruční mazání. Toto mazání má ovšem mnoho nevýhod. Pro mazání je potřeba zastavit provoz stroje. Mazání také není ideálně dávkováno. V době po ručním namazání je řetěz obvykle přemazán a dochází k odletování maziva při chodu řetězu. V době před mazáním je naopak často řetěz namazán nedostatečně, což má vliv na jeho opotřebení.

Z hlediska optimálního mazání, bez nutnosti zastavovat provoz stroje je nejvhodnější centrální mazání. Mazivo je dávkováno dle nastaveného cyklu bez nutnosti zásahu obsluhy. Je možno použít kapkové mazání, kdy jsou kapky oleje nanášeny přímo do míst tření, nebo aplikace oleje pomocí štětce, kdy je olej roztírán po celé ploše řetězu.

Pro mazání řetězu dopravníku bylo zvoleno centrální mazání společnosti CEMATECH. Mazací štětce (obrázek 25) budou umístěny na spodní straně rámu dopravníku v blízkosti napínacího kola (viz „M“ na obrázku 24). [11]



Obr. 25) Mazací štětky pro nanášení lubrikantu [11]

## 6.5 Uložení hnací hřídele

Hnací hřídel je k rámu připojena prostřednictvím ložiskových těles, která jsou přišroubována na konzoly vystupující z rámu. Přenos krouticího momentu z hřídele na řetězové kolo je realizován pomocí per těsných. Poloha řetězového kola je na hřídeli zajištěna z jedné strany osazením a ze strany druhé pojistným kroužkem.

### 6.5.1 Výpočet minimálního průměru hřídele

Pro určení minimálního průměru hřídele bylo vycházeno z celkového zátěžného momentu na hřídeli (viz rovnice 37 na str.54). Jako materiál pro výrobu hřídele je zvolena ocel 11 600, jejíž dovolené napětí v míjivém krutu má hodnotu  $\tau_{Dk}=85$  MPa.

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_c}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{hmin}^3}{16}} \leq \tau_{Dk} \quad (21)$$

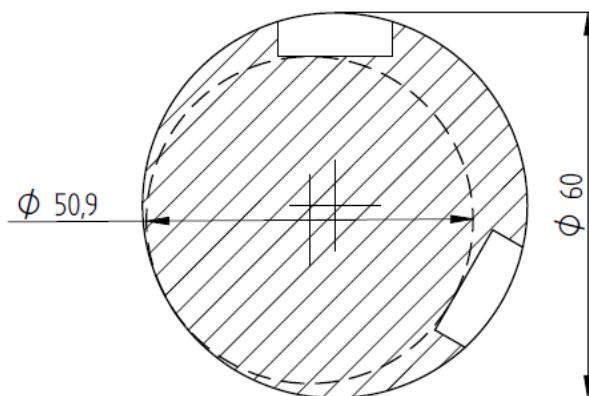
z toho minimální průměr:

$$d_{hmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_c}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{Dk}}} \quad (22)$$

$$d_{hmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3588,3}{2 \cdot \pi \cdot 85 \cdot 10^6}}$$

$$d_{hmin} = 0,0475 \text{ m}$$

Minimální průměr hřídele je 47,5 mm. Nejmenší průměr na reálné hřídeli se nachází v místě spojení hřídele a řetězového kola, kde jsou drážky pro pera těsná. Nominální průměr v tomto místě je zvolen 60 mm. Na obrázku 26 je průřez hřídele se dvěma drážkami pro pera a maximální vepsaný průměr.



Obr. 26) Průřez hřídele v místě uložení řetězového kola

### 6.5.2 Výpočet rozměrů per těsných

Pera těsná slouží k přenosu krouticího momentu z hřídele na řetězové kolo. Zároveň jsou využita pro přenos krouticího momentu z jedné hřídele prostřednictvím hřídelové spojky na další hřídel. Pro obě varianty bude vypočtena potřebná délka pera pro nominální průměr hřídele 60 mm.

Při výpočtu uvažujeme jednosměrné zatížení s velkými rázy v důsledku rozjezdu dopravníku. Délku pera navrhujeme z dovoleného tlaku v bocích drážky náboje pro ocel při daném způsobu zatížení (viz obrázek 27). [2, str.1081]

Hodnota dovoleného tlaku:

$$\begin{aligned} p_{DOV} &= 0,6 \cdot p_0 \\ p_{DOV} &= 0,6 \cdot 150 \\ p_{DOV} &= 90 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (23)$$

základní hodnota tlaku $p_0$ (MPa) pro náboj						
ocel, ocel na odlitky	šedá litina	temperovaná litina	bronz, mosaz	slitina AlCuMg, vytvrzená	slitina AlMg, AlMn, AlMgS, vytvrzená	slévarenská slitina AlSiMg
150 <sup>a</sup>	90	110	50	100	90	70

<sup>a</sup> Pro tvrzené boky drážky je  $p_0 = 200 \text{ MPa}$ .

dovolený tlak na bocích drážek v náboji $p_0$ zatížení	drážkové klíny a polygonové spoje	těsná pera a drážkové spoje
jednosměrné, klidné	$1,1p_0$	$0,8p_0$
jednosměrné, malé rázy	$1,0p_0$	$0,7p_0$
jednosměrné, velké rázy	$0,75p_0$	$0,6p_0$
střídavé, malé rázy	$0,6p_0$	$0,45p_0$
střídavé, velké rázy	$0,45p_0$	$0,25p_0$

Obr. 27) Hodnoty dovoleného tlaku v bocích drážky náboje

Základní rozměry per těsných:

$b=18 \text{ mm}$	šířka pera
$h=11 \text{ mm}$	výška pera
$t=6,8 \text{ mm}$	hloubka drážky pro pero v hřídeli
$t_1=4,2 \text{ mm}$	hloubka drážky pro pero v náboji
$D=60 \text{ mm}$	průměr hřídele

### Určení délky pera pro spojení hřídelí:

Nejprve určíme činnou délku pera, tedy délku rovné části bez zaoblených konců.

$$l_{1\min} = \frac{2 \cdot \frac{M_c}{2}}{t_1 \cdot p_{DOV} \cdot D}$$

$$l_{1\min} = \frac{2 \cdot \frac{3588,3 \cdot 1000}{2}}{4,2 \cdot 90 \cdot 60} \quad (24)$$

$$l_{1\min} = 158,2 \text{ mm}$$

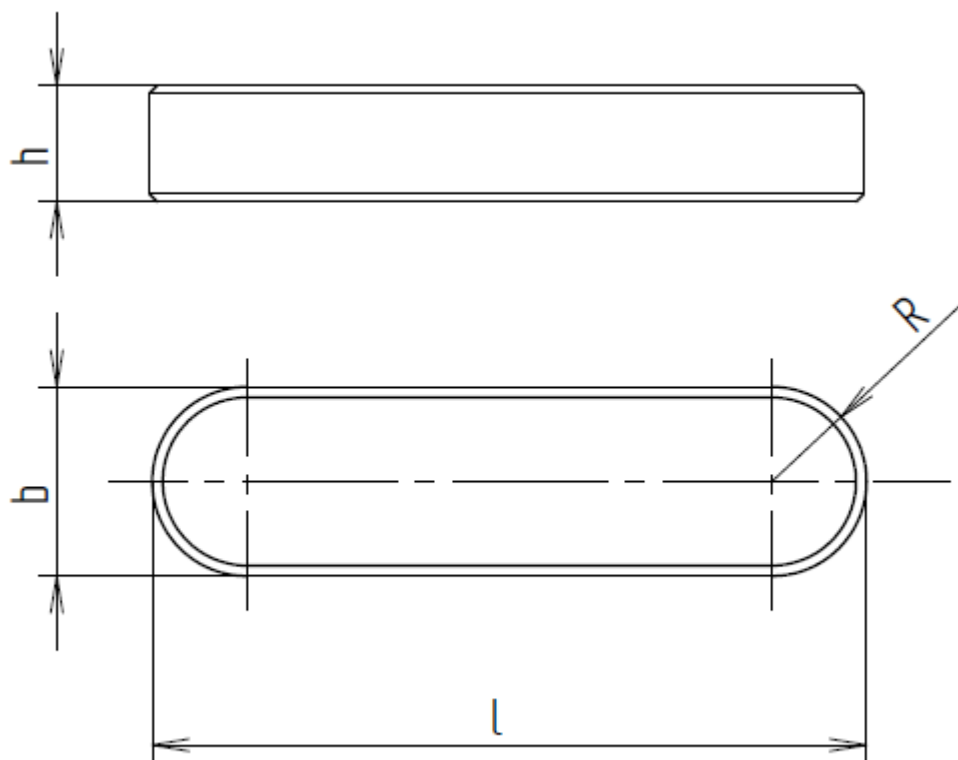
Volíme použití dvou per (jak je vyobrazeno na obrázku 26), která svírají úhel 120°. Výsledná minimální délka jednoho pera je tedy:

$$l_{1\min 2} = l_{1\min} \cdot 0,5 + b$$

$$l_{1\min 2} = 158,2 \cdot 0,5 + 18$$

$$l_{1\min 2} = 97,1 \text{ mm} \quad (25)$$

Pro přenos krouticího momentu mezi hřídelemi volím pera 18e7x11x100 se zaoblenými konci dle ČSN EN 02 2562 (viz obrázek 28).



Obr. 28) Pero těsné

Určení délky pera pro spojení hřídele a řetězového kola:

Zátěžný moment vypočteme z celkového momentu při uvažování jeho rovnoměrného rozdělení na všechna řetězová kola.

$$l_{2\min} = \frac{2 \cdot \frac{M_c}{n_{ret}}}{t_1 \cdot p_{DOV} \cdot D} + b$$
$$l_{2\min} = \frac{2 \cdot \frac{3588,3 \cdot 1000}{10}}{4,2 \cdot 90 \cdot 60} + 18 \quad (26)$$
$$l_{2\min} = 49,6 \text{ mm}$$

Pro přenos krouticího momentu mezi hřídelí a řetězovým kolem volíme pero 18e7x11x50 se zaoblenými konci dle ČSN EN 02 2562.



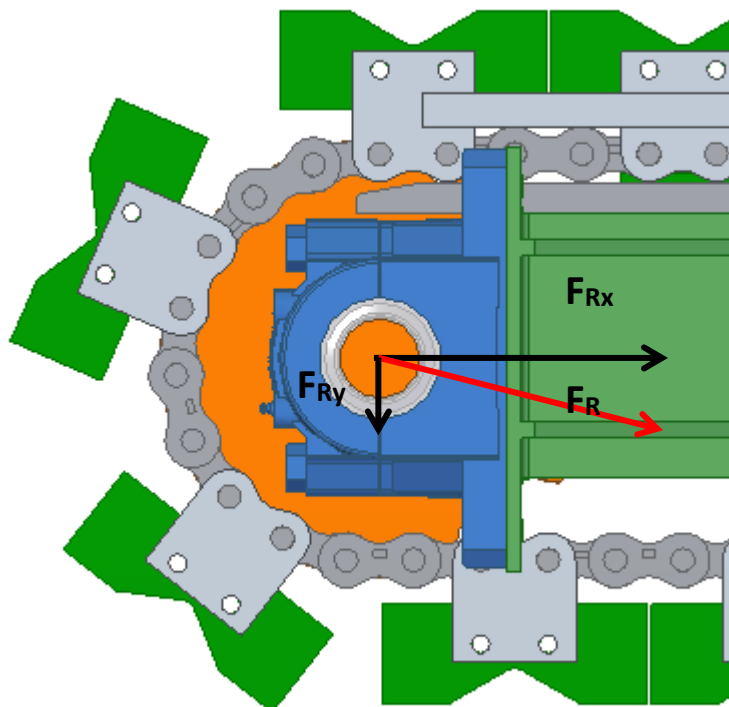
### 6.5.3 Výpočet životnosti ložisek

Hnací hřídele jsou na rámu uloženy prostřednictvím ložiskových těles. Ta zajišťují přenos působících sil z hřídele na rám dopravníku.

Podle průměru hřídele bylo zvoleno dělené ložiskové těleso FSNL 516-613 s ložiskem 1313 EKTN9 + H313. Jedná se o dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko s upínacím pouzdrem na válcový čep. Výhodou naklápěcích ložisek je jejich schopnost kompenzovat průhyb hřídele, případně odchylky v sousostě ložiskových těles. Ložisko je mazáno stálou tukovou náplní. [17]

#### Určení zatížení ložiska

Na ložisko působí pouze radiální síly způsobené hmotnostmi hřídele, řetězu a řetězového kola a zejména síly reakce na tažnou sílu v řetězu (obrázek 29). Vzhledem k řádově rozdílným hodnotám můžeme pro výpočet síly způsobené hmotnostmi zanedbat, pouze v případě omezené životnosti bychom provedli kontrolní výpočet s jejich uvažováním.



Obr. 29) Působení sil v místě uložení hřídele

Tažnou sílu v řetězu určíme z celkového krouticího momentu a roztečného průměru řetězového kola. Pak platí:

$$F_R = \frac{M_c}{n_{ret} \cdot r_{rk}}$$

$$F_R = \frac{3588,3}{10 \cdot 0,15}$$

$$F_R = 2392,2 \text{ N}$$
(27)

#### Určení životnosti ložiska:

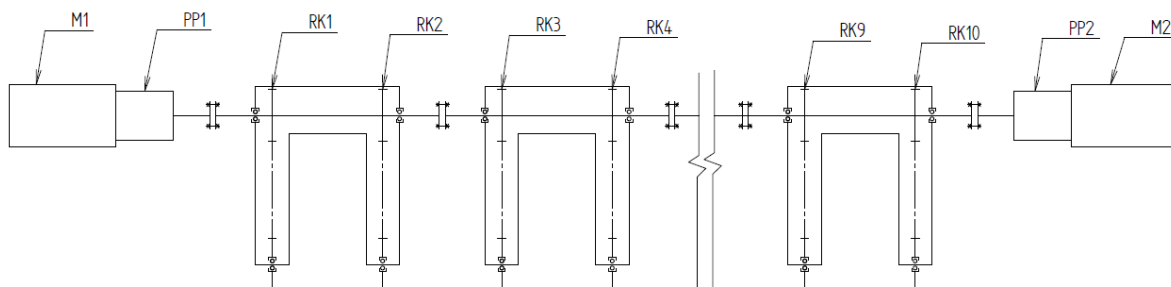
Pro určení životnosti ložiska bylo využito aplikace „Bearing Calculator“ společnosti SKF. Výsledky jsou zobrazeny na obrázku 30. Dle výpočtu překračuje životnost ložiska při daném zatížení 1000000 hodin. Životnost ložisek tedy pokryje celkovou životnost zařízení. [18]

Input parameters	
<b>F<sub>r</sub></b> Radial load	2.3922 kN
<b>F<sub>a</sub></b> Axial load	0 kN
<b>n<sub>i</sub></b> Rotational speed of the inner ring	31.8 r/min
<b>Operating temperature</b> Bearing outer ring	25 °C
<b>η<sub>c</sub> specification method</b>	Cleanliness classification(recommended)
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40 °C and 100 °C
<b>Viscosity at 40 °C</b>	185 mm <sup>2</sup> /s
<b>Viscosity at 100 °C</b>	15 mm <sup>2</sup> /s
Result	
<b>L<sub>10mh</sub></b> SKF rating life	>1000000 hour
<b>a<sub>SKF</sub></b> SKF life modification factor a <sub>SKF</sub>	50
<b>κ</b> Viscosity ratio	2.23
<b>P</b> Equivalent dynamic bearing load	2.39 kN
<b>η<sub>c</sub></b> Factor for contamination level	0.72
<b>ν<sub>1</sub></b> Required kinematic viscosity for κ=1	231.2 mm <sup>2</sup> /s
<b>L<sub>10h</sub></b> Basic rating life	>1000000 hour
<b>C/P</b> Load ratio	27.2

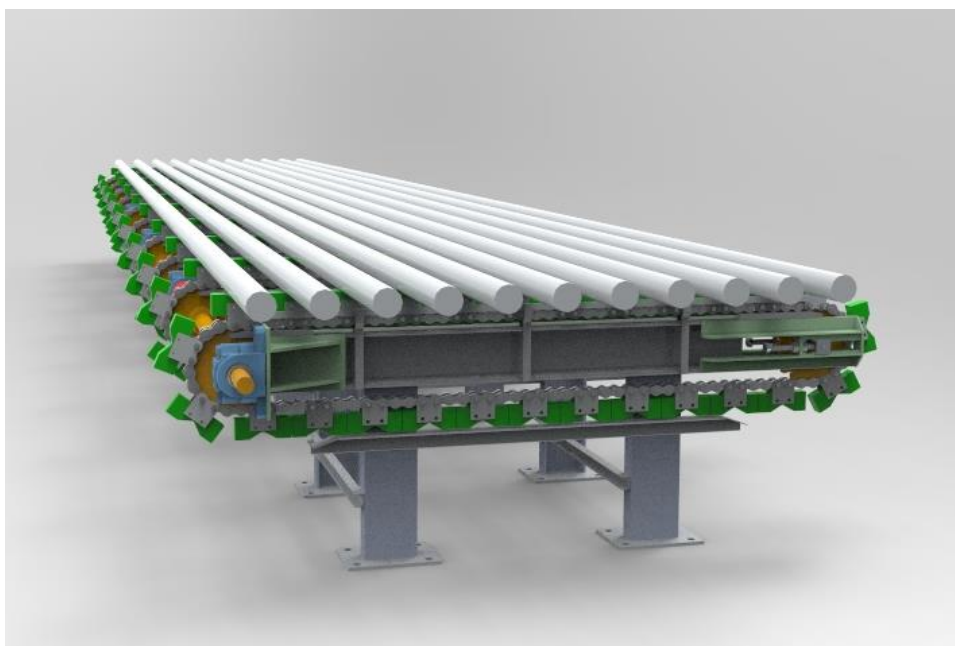
Obr. 30) Výpočet životnosti ložisek [18]

## 7 NÁVRH POHONU ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU

Při návrhu pohonu dopravníku bylo vycházeno z návrhu rozložení pracoviště (viz předchozí kapitola a obrázky 31 a 32). Pro výpočet bylo uvažováno plné zatížení dopravníku – materiál maximální délky a průměru.



Obr. 31) Kinematické schéma dopravníku



Obr. 32) Plně zatížený dopravník

## 7.1 Výpočet požadovaného zrychlení

Dle požadavků od zadavatele byla stanovena doba na provedení jednoho kroku 1 s. Z této hodnoty bylo určeno potřebné zrychlení dopravníku. Pro účel výpočtu byla uvažována konstantní hodnota zrychlení. Pro výpočet dráhy rovnoměrně zrychleného pohybu platí:

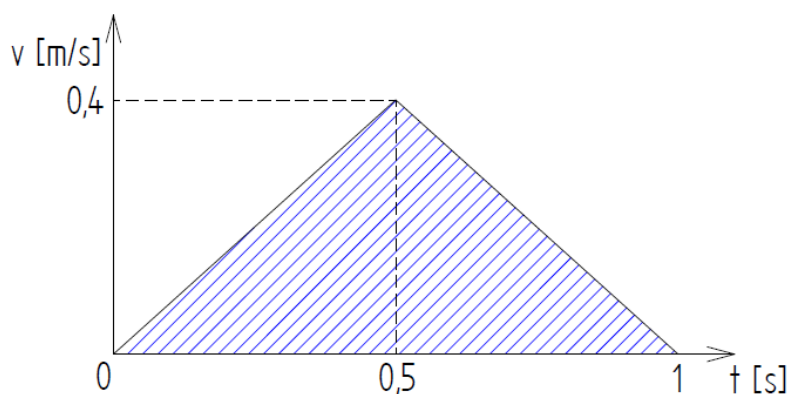
$$s = \frac{1}{2} a \cdot t_k^2 \quad (28)$$

Kde  $s$  je dráha [m],  $a$  je hodnota zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] a  $t$  je čas pohybu [s]. Pohyb dopravníku se skládá ze dvou částí – rovnoměrně zrychleného pohybu a rovnoměrně zpomaleného pohybu (viz obrázek 33). Uvažujeme stejnou velikost zrychlení při urychlování a zpomalování. Výsledná dráha je rovna obsahu plochy pod grafem rychlosti (obrázek 33) a platí pro ni vztah:

$$s = a \cdot \left(\frac{t_k}{2}\right)^2 \quad (29)$$

Z tohoto vztahu určíme požadovanou hodnotu zrychlení:

$$\begin{aligned} a &= s \cdot \left(\frac{2}{t_k}\right)^2 \\ a &= 0,2032 \cdot \left(\frac{2}{1}\right)^2 \\ a &= 0,8128 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \end{aligned} \quad (30)$$



Obr. 33) Graf průběhu rychlosti

## 7.2 Výpočet zátěžných momentů

Proti pohybu dopravníku působí vlivem pasivních odporů a setrvačných sil následující zátěžné momenty vztažené na společnou hřídel:

$M_t$  – moment od odporových sil ve vedení

$M_z$  – moment od setrvačných sil při urychlování břemene a řetězu

$M_{rk}$  – moment od setrvačných sil při roztáčení hřídele s řetězovými koly

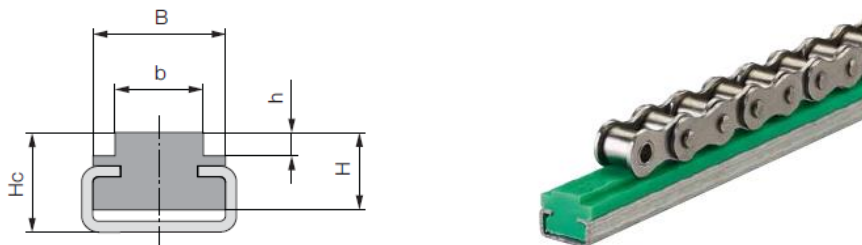
$M_c$  – celkový zátěžný moment na hřídeli

### 7.2.1 Výpočet momentu od odporových sil ve vedení

Pro velikost odporových sil ve vedení je určující zatížení v kolmém směru a velikost koeficientu tření vodicích ploch. Jako vedení řetězu slouží profilová tyč z polyethylenu (viz obrázek 34). S ohledem na provozní podmínky je stanoven koeficient tření ve vedení  $f_f$ :

$$f_f = 0,2 \quad (31)$$

Velikost maximálního zatížení vedení dopravníku odpovídá celkové tíhové síle od dopravovaného materiálu. Zatížení od tíhy řetězu je uvažováno pouze od horní větve.



Obr. 34) Plastové vedení řetězu [13]

Maximální hmotnost dopravovaného materiálu  $m_{\max}$  [kg]:

$$\begin{aligned} m_{\max} &= n \cdot \rho_{\text{ocel}} \cdot l_{\max} \cdot \pi \cdot \frac{d_{\max}^2}{4} \\ m_{\max} &= 11 \cdot 7850 \cdot 12 \cdot \pi \cdot \frac{0,1^2}{4} \\ m_{\max} &= 8138,3 \text{ kg} \end{aligned} \quad (32)$$

Kde  $n$  je počet tyčí na dopravníku,  $\rho_{\text{ocel}}$  hustota oceli [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ],  $l_{\max}$  maximální délka materiálu [m] a  $d_{\max}$  maximální průměr materiálu [m].

Hmotnost řetězů s unášeči  $m_{ret}$  [kg]:

$$\begin{aligned}
 m_{ret} &= n_{ret} \cdot Q_{ret} \cdot l_{ret} + n_{ret} \cdot n_u \cdot m_u \\
 m_{ret} &= 10 \cdot 9,7 \cdot 5,49 + 10 \cdot 27 \cdot 0,6 \\
 m_{ret} &= 694,5 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{33}$$

Kde  $n_{ret}$  je počet řetězů,  $Q_{ret}$  měrná délková hmotnost řetězu [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$ ],  $l_{ret}$  délka řetězu [m],  $n_u$  počet unášečů na řetěz a  $m_u$  hmotnost jednoho unášeče [kg].

Moment od odporových sil ve vedení  $M_t$  [N·m]

$$\begin{aligned}
 M_t &= (m_{ret} \cdot 0,5 + m_{max}) \cdot f_f \cdot g \cdot r_{rk} \\
 M_t &= (694,5 \cdot 0,5 + 8138,3) \cdot 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \\
 M_t &= 2497 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

Kde  $r_{rk}$  je roztečný poloměr řetězového kola [m] a  $g$  je tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ].

#### 7.2.2 Výpočet momentu od setrvačných sil při urychlování břemene a řetězu

$$\begin{aligned}
 M_z &= (m_{ret} + m_{max}) \cdot a \cdot r_{rk} \\
 M_z &= (694,5 + 8138,3) \cdot 0,82 \cdot 0,15 \\
 M_z &= 1086 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{35}$$

#### 7.2.3 Výpočet momentu od setrvačných sil při roztáčení hřídele a řetězových kol

$$\begin{aligned}
 M_{rk} &= n_{ret} \cdot I_{rk} \cdot \frac{a}{r_{rk}} \\
 M_{rk} &= 10 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,82}{0,15} \\
 M_{rk} &= 5,3 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{36}$$

Kde  $I_{rk}$  je odhadní moment setrvačnosti společné hřídele a řetězových kol [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ].

#### 7.2.4 Výpočet celkového zátěžného momentu na hřídeli

$$\begin{aligned}
 M_c &= M_t + M_z + M_{rk} \\
 M_c &= 2497 + 1086 + 5,3 \\
 M_c &= 3588,3 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{37}$$

## 7.3 Volba elektromotoru

### 7.3.1 Výpočet parametrů elektromotoru

#### Výkon elektromotoru

Výkon elektromotoru je počítán pro plně zatížený dopravník pohybující se konstantní rychlostí  $v_k=0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Tato rychlost byla volena s ohledem na maximální rychlost při průběhu dle obrázku 33, která byla navýšena pro zajištění výkonové rezervy.

$$P_0 = \frac{M_t \cdot v_k}{r_{rk} \cdot \eta_r}$$

$$P_0 = \frac{2497 \cdot 0,5}{0,15 \cdot 0,9} \quad (38)$$

$$P_0 = 9248 \text{ W}$$

Kde  $\eta_r$  [-] je celková účinnost řetězového dopravníku.

#### Moment motoru při konstantní rychlosti

$$M_0 = \frac{P_0 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_m}$$

$$M_0 = \frac{9248 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1465} \quad (39)$$

$$M_0 = 60,3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

#### Otáčky řetězového kola

$$n_{rk} = \frac{60 \cdot v_k}{r_{rk} \cdot 2 \cdot \pi}$$

$$n_{rk} = \frac{60 \cdot 0,5}{0,15 \cdot 2 \cdot 3,14} \quad (40)$$

$$n_{rk} = 31,8 \text{ min}^{-1}$$

#### Převodový poměr

$$i = \frac{n_m}{n_{rk}}$$

$$i = \frac{1465}{31,8} \quad (41)$$

$$i = 46,07$$

### 7.3.2 Předběžná volba elektromotoru

Z důvodu rovnoměrnějšího rozložení zatížení a zamezení vzniku nepřesností polohování na přední a zadní straně dopravníku (tj. rozdíl polohy u prvního a druhého odhrotovacího stroje) vlivem zkroucení hnací hřídele, bylo rozhodnuto o použití dvou motorů. Každý motor se nachází na jednom konci hnací hřídele, která mezi nimi vytváří mechanickou vazbu.

Na základě vypočtených parametrů byl z katalogu asynchronních motorů SIEMENS zvolen motor 1LE1601-1CB02-1JB4-Z F70. Jedná se o asynchronní motor s kotvou na krátko v litinovém provedení Performance line, s přírubou a patkami pro ukotvení. Parametry motoru jsou uvedeny v tabulce (viz obrázek 35). Motor umožňuje řízení pomocí frekvenčního měniče.

Z důvodu vysokého počtu sepnutí a krátké doby chodu motoru je použit motor s nezávislým ventilátorem.

Motor je vybaven brzdou, která zajišťuje neměnnou polohu dopravníku po dojetí na pozici. [15]

## Standardní motory SIMOTICS SD 1LE1

### Motory se zvýšenou účinností (High efficiency) IE2

IE2

Motory s vlastním chlazením  
 Litinová řada 1LE1501/1LE1601 Basic/Performance line

#### Volba a objednávání (pokračování)

P <sub>N</sub>		Velikost	Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu										Litinová řada		m <sub>MB</sub>	J	Momentová třída		
50 Hz	60 Hz <sup>1)</sup>		η <sub>N</sub>	M <sub>N</sub>	IE	η <sub>N</sub>	η <sub>N</sub>	η <sub>N</sub>	cos φ <sub>N</sub>	I <sub>N</sub>	M <sub>N</sub>	I <sub>N</sub>	M <sub>N</sub>	L <sub>MA</sub>				L <sub>MA</sub>	
			50 Hz	50 Hz	třída	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz				
			4/4	3/4	2/4	4/4					400 V					Objednávací číslo ▲ Nový záznam			
kW	kW		min <sup>-1</sup>	Nm	%	%	%	A		dB(A)		dB(A)		kg	kgm <sup>2</sup>				
• Chlazení: vlastní chlazení (IC 411) • Účinnost: zvýšená účinnost IE2 (High efficiency), servisní faktor 1,15 (SF uveden na výkonostním štítku) • Izolační systém: tepelná třída 155 (F), využití na tepelnou třídu 130 (B), ochrana krytem IP55																			
4-pólové: 1500 min <sup>-1</sup> při 50 Hz, 1800 min <sup>-1</sup> při 60 Hz <sup>1)</sup>																			
2,2	2,55	100 L	1455	14	IE2	84,3	85,1	84,3	0,81	4,65	2,1	6,9	3,3	60	72	▲ 1LE1 01-1AB4 ■■■■	32	0,0086	16
3	3,45	100 L	1455	20	IE2	85,5	86,7	86,0	0,82	6,2	2,0	6,9	3,1	60	72	▲ 1LE1 01-1AB5 ■■■■	37	0,011	16
4	4,55	112 M	1460	26	IE2	86,6	87,3	86,5	0,81	8,2	2,5	7,1	3,2	58	70	▲ 1LE1 01-1BB2 ■■■■	46	0,014	16
5,5	6,3	132 S	1465	36	IE2	87,7	89,0	87,7	0,80	11,3	2,3	6,9	2,9	64	76	▲ 1LE1 01-1CB0 ■■■■	61	0,027	16
7,5	8,6	132 M	1465	49	IE2	88,7	90,3	88,8	0,83	14,7	2,3	6,9	2,9	64	76	▲ 1LE1 01-1CB2 ■■■■	75	0,034	16
11	12,6	160 M	1470	71	IE2	89,8	90,9	90,8	0,85	21	2,1	6,7	2,8	65	77	▲ 1LE1 01-1DB2 ■■■■	96	0,065	16
15	17,3	160 L	1475	97	IE2	90,6	91,3	91,0	0,85	28	2,3	7,3	3,0	65	77	▲ 1LE1 01-1DB4 ■■■■	104	0,083	16
18,5	21,3	180 M	1465	121	IE2	91,2	92,0	91,9	0,84	35	2,5	7,2	3,4	58	71	▲ 1LE1 01-1EB2 ■■■■	160	0,12	16
22	25,3	180 L	1465	143	IE2	91,6	92,2	91,9	0,84	41,5	2,6	7,3	3,5	58	71	▲ 1LE1 01-1EB4 ■■■■	170	0,13	16
30	34,5	200 L	1470	195	IE2	92,3	92,8	92,6	0,84	56	2,5	6,7	3,3	62	75	▲ 1LE1 01-2AB5 ■■■■	230	0,20	16
37	42,5	225 S	1470	240	IE2	92,7	93,5	93,5	0,88	65	2,3	6,6	2,9	62	75	▲ 1LE1 01-2BB0 ■■■■	280	0,42	16
45	52	225 M	1475	291	IE2	93,1	93,8	93,7	0,87	80	2,5	6,9	3,1	63	76	▲ 1LE1 01-2BB2 ■■■■	305	0,46	16
55	63	250 M	1480	355	IE2	93,5	93,9	93,5	0,85	100	2,7	6,8	3,0	62	75	▲ 1LE1 01-2CB2 ■■■■	385	0,75	16
75	86	280 S	1485	482	IE2	94,0	94,2	93,8	0,87	132	2,5	6,8	3,0	69	83	▲ 1LE1 01-2DB0 ■■■■	550	1,3	16
90	104	280 M	1486	578	IE2	94,2	94,3	93,6	0,87	159	2,6	7,3	3,1	68	82	▲ 1LE1 01-2DB2 ■■■■	570	1,4	16
110	127	315 S	1490	705	IE2	94,5	94,6	94,0	0,86	195	2,7	7,4	3,0	69	83	▲ 1LE1 01-3AB0 ■■■■	740	2,0	16
132	152	315 M	1490	847	IE2	94,7	94,9	94,6	0,87	230	2,7	7,1	2,9	68	83	▲ 1LE1 01-3AB2 ■■■■	870	2,3	16
160	184	315 L	1490	1025	IE2	94,9	95,0	94,5	0,87	280	2,8	7,2	3,1	72	86	▲ 1LE1 01-3AB4 ■■■■	940	2,8	16
200	230	315 L	1490	1282	IE2	95,1	95,3	94,7	0,87	350	3,1	7,5	3,2	72	87	▲ 1LE1 01-3AB5 ■■■■	1140	3,5	16

Obr. 35) Parametry elektromotoru [15]

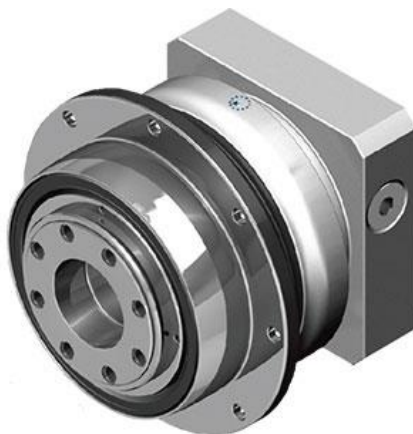


### 7.3.3 Volba převodovky

Pro úpravu výstupních otáček motoru a dosažení potřebného krouticího momentu je využito planetové převodovky firmy APEX DYNAMICS AH 285 – 046. Základní parametry převodovky jsou uvedeny v tabulce 3. [16]

Tab 3) Parametry převodovky AH 285-046

Převodový poměr [-]	1:46
Nominální výstupní moment [N.m]	1700
Maximální akcelerační moment [N.m]	2550
Účinnost	≥94%



Obr. 36) Převodovka APEX AH [16]

### 7.3.4 Kontrola zvoleného elektromotoru

Hodnoty parametrů motoru použité v následujících výpočtech jsou čerpány z katalogu výrobce (viz obrázek 35).

Kontrola akceleračního momentu

$$\begin{aligned}M_c &\leq M_A \cdot i \\M_c &\leq 2 \cdot 2,3 \cdot M_N \cdot i \\3588,3 \text{ N} \cdot \text{m} &\leq 2 \cdot 2,3 \cdot 36 \cdot 46 \text{ N} \cdot \text{m} \\3588,3 \text{ N} \cdot \text{m} &\leq 7617,6 \text{ N} \cdot \text{m}\end{aligned}\tag{42}$$

Zvolený motor v kombinaci s planetovou převodovkou disponuje dostatečným krouticím momentem. Maximální využitelný akcelerační moment je limitován dimenzováním převodovky a jeho nepřekročení musí být omezeno řízením motoru.

Kontrola akceleračního výkonu

$$\begin{aligned}P_c &\leq 2 \cdot P_N \cdot 2,1 \\M_c \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{rk}}{60} &\leq 2 \cdot P_N \cdot 2,3 \\3588,3 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 31,8}{60 \cdot 1000} &\leq 2 \cdot 5,5 \cdot 2,3 \\11,9 \text{ kW} &\leq 25,3 \text{ kW}\end{aligned}\tag{43}$$

Zvolený motor výkonově vyhovuje.

### 7.3.5 Kontrolní výpočet řetězového převodu

Při kontrole zvoleného řetězu budeme vycházet z jmenovitého výkonu motoru a předpokládaných provozních podmínek. Výpočet uvažuje maximální povolené prodloužení řetězu o 2 % v průběhu jeho životnosti 15000 hodin. Jmenovitý výkon přenášený řetězovým převodem se stanoví z následujícího vzorce [2, str. 1025]:

$$P_R = f_1 \cdot f_2 \cdot k_n \cdot P_1,\tag{44}$$

kde  $P_1$  je nominální výkon přenášený řetězem,  $f_1$  součinitel provozního zatížení,  $f_2$  součinitel počtu zubů a  $k_n$  návrhový součinitel.

Stanovení výkonu přenášeného jedním řetězem

Řetězový dopravník je sestaven z 10 řetězových větví. Pro výpočet uvažujeme rovnoměrné rozložení výkonu pohonu mezi jednotlivé větve.

$$\begin{aligned}P_1 &= \frac{P_N}{n_{ret}} \\P_1 &= \frac{11}{10} \\P_1 &= 1,1 \text{ kW}\end{aligned}\tag{45}$$

### Stanovení součinitele provozního zatížení

Dle druhu provozu, hnaného a hnacího stroje určíme z tabulky na obrázku 37 hodnotu součinitele:

$$f_1 = 1,5, \quad (46)$$

který odpovídá nerovnoměrně zatíženým dopravníkům poháněným elektrickými motory s častým spínáním.

### Stanovení součinitele počtu zubů

$$f_2 = \left(\frac{19}{z}\right)^{1,08}$$

$$f_2 = \left(\frac{19}{19}\right)^{1,08} \quad (47)$$

$$f_2 = 1$$

Návrhový součinitel volíme  $k_n = 1$ .

		druh provozu a hnací stroj		
		bezrázový	lehké rázy	střední rázy
		elektrické motory, parní a plynové turbíny, spalovací motory s hydraulickou spojkou	šesti a víceválcové spalovací motory s mechanickou spojkou, elektrické motory s častým spínáním	spalovací motory s méně než šesti válci a s mechanickou spojkou
lehké rázy	odstředivá čerpadla a kompresory, tiskařské stroje, kalandry, rovnoměrně zatížené dopravníky, eskalátory, zařízení na míchání kapalin, rotační sušičky, ventilátory	1,0	1,1	1,3
střední rázy	čerpadla a kompresory, míchačky betonu, nerovnoměrně zatížené dopravníky, zařízení na míchání sypkých látek	1,4	1,5	1,7
těžké rázy	hoblovky, rýpadla, mlýny, gumárenská zařízení, lisů a nůžky, jedno a dvouválcová čerpadla a kompresory, vrtná zařízení	1,8	1,9	2,1

Obr. 37) Určení součinitele provozního zatížení

### Jmenovitý výkon přenášený řetězovým převodem

Dosazením do vzorce (44):

$$P_R = 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1$$

$$P_R = 1,65 \text{ kW}$$

Z grafu na obrázku 38 odečteme maximální jmenovitý výkon přenášený řetězovým převodem pro řetěz 32B-1 a otáčky 30 ot/min:

$$P_{R\max} = 10 \text{ kW}, \quad (48)$$

Zvolený řetěz dle stanoveného výpočtu vyhovuje. Součinitel bezpečnosti  $k_n = 6$ .

Vzhledem k nízkým otáčkám provedeme ještě výpočet jmenovitého výkonu pro poruchu únavovým lomem desek článku.

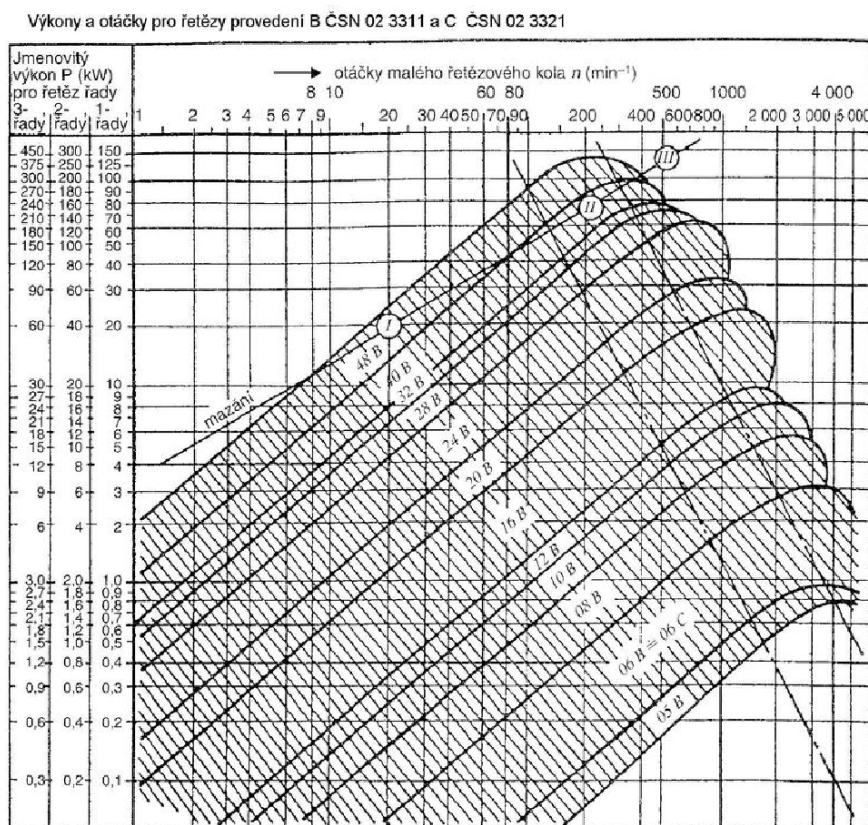
### Jmenovitý výkon přenášený řetězovým převodem pro únavový lom

$$P_{RU} = \frac{99 \cdot z^{1,08} \cdot n_{rk}^{0,9} \cdot S_i \cdot p^{(1-0,008 \cdot p)}}{6 \cdot 10^7}$$

$$P_{RU} = \frac{99 \cdot 19^{1,08} \cdot 31,8^{0,9} \cdot 344,4 \cdot 50,8^{(1-0,008 \cdot 50,8)}}{6 \cdot 10^7} \quad (49)$$

$$P_{RU} = 3,165 \text{ kW}$$

Porovnáním hodnoty s hodnotou  $P_{R\max}$  dostáváme bezpečnost  $k_{nU} = 3,16$ . Řetěz vyhovuje únavovému kritériu.



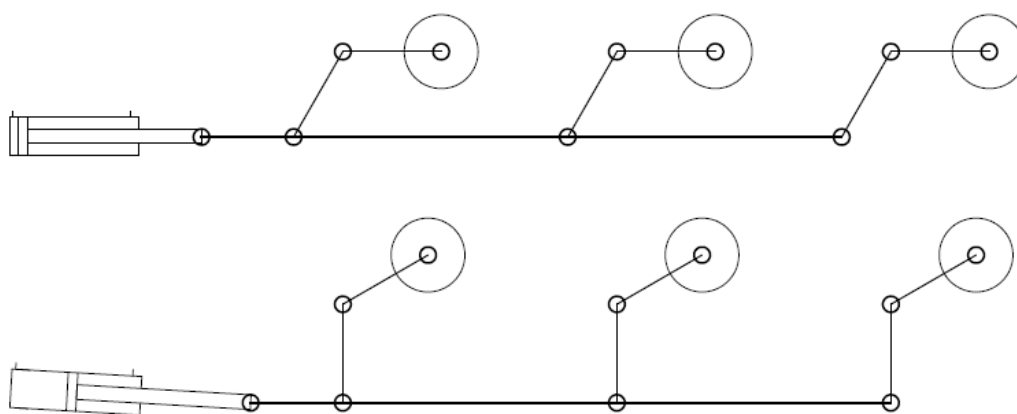
Obr. 38) Graf otáček a výkonů pro řetězy typu B [5]

## 8 ZAROVNÁVACÍ VÁLEČKOVÉ DOPRAVNÍKY

Nedílnou součástí krokovacího dopravníku jsou zarovnávací válečkové trati. Jejich účelem je zarovnání čel tyčí na předem stanovenou úroveň před tím, než je tyč řetězovým dopravníkem přesunuta do pozice odhrotování.

Poloha jednotlivých válečků je vyobrazena na celkovém dispozičním výkresu pracoviště. Každý váleček je poháněn vlastním elektromotorem. Válečky jsou vertikálně pohyblivé – při pohybu řetězového dopravníku jsou v dolní poloze, po jeho zastavení jsou zvednuty do horní polohy a jsou spuštěny jejich pohony, po dojetí tyče na příslušný koncový snímač je pohon odpojen a válečky přemístěny do dolní polohy.

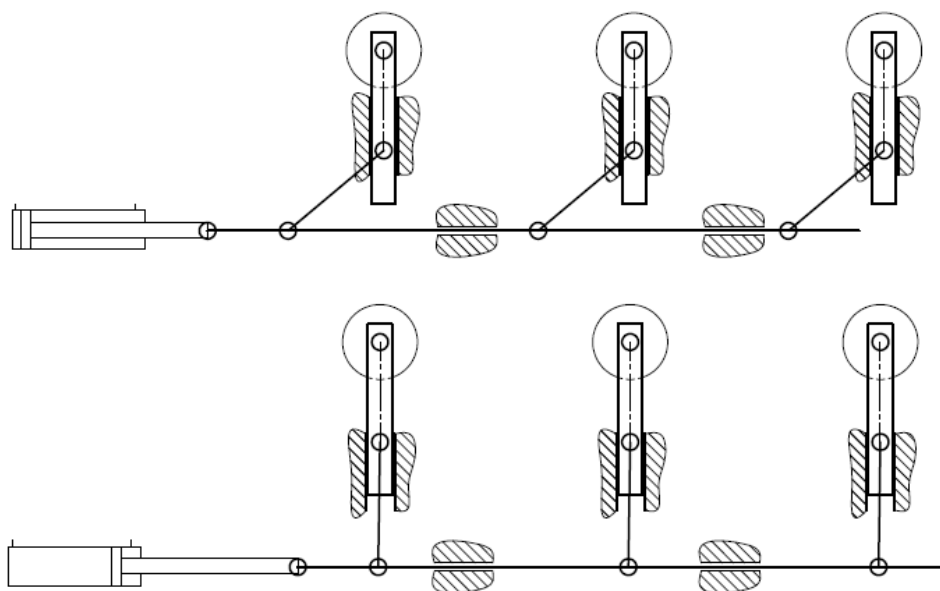
Vertikální přestavování válečků je řízeno centrálně pro každou válečkovou trať. Pohyb přestavení je vyvozen lineárním hydromotorem a přes pákový mechanismus je převáděn na konzoly jednotlivých válečků. Princip mechanismu použitelný pro zdvih válečků je na obrázku 39.



Obr. 39) Princip zdvihacího mechanismu válečkových tratí

Hřídel válečku je upevněna na konzole tvaru zalomené dvouramenné páky. Každá páka je uložena na samostatném rámu. Páky jsou přes kloub napojeny na společné ovládací táhlo, které je ovládáno hydraulickým válcem. Nevýhodou tohoto řešení jsou zástavbové rozměry, které se odvíjejí od požadovaného zdvihu, délky ramen páky a úhlu rozsahu pohybu. Jako možnou variantu lze použít princip zobrazený na obrázku 40, který přes pákový mechanismus vyvozuje pouze vertikální pohyb válečku.

Nevýhodou druhého principu je složitější konstrukce a s ní spojená vyšší cena. Proto je toto řešení vhodné tam, kde omezený prostor neumožňuje použít zdvih pomocí dvouramenné páky.



Obr. 40) Princip vertikálního zdvihu válečků

S přihlédnutím k omezenému prostoru mezi krajními řetězovými dopravníky a odhroťovacími stroji, resp. odpruženými dorazy, je možné zvolit druhou variantu zdvihu válečků, případně obě varianty zkombinovat tak, že pouze koncové válečky dopravníku (válečky nejbližší dorazu) budou zdvihány pouze vertikálně a ostatní válečky pomocí dvouramenné páky.

Použití zdvihu válečků pouze dvouramennými pákami by vyžadovalo změnu polohy krajních řetězových dopravníků. Jejich vzdálenost od odhroťovacích strojů by se musela zvětšit. To by mohlo mít za následek snížení přesnosti zapolohování konce tyče.

## 9 SENZORY

Pro řízení správného sledu činností dopravníku, stejně tak jako pro vlastní řízení konkrétních úkonů, je nutné zařízení osadit příslušným senzorickým vybavením. V rámci dopravníku se bude jednat zejména o senzory zjišťující přítomnost předmětu v určitém prostoru a senzory určující polohu.

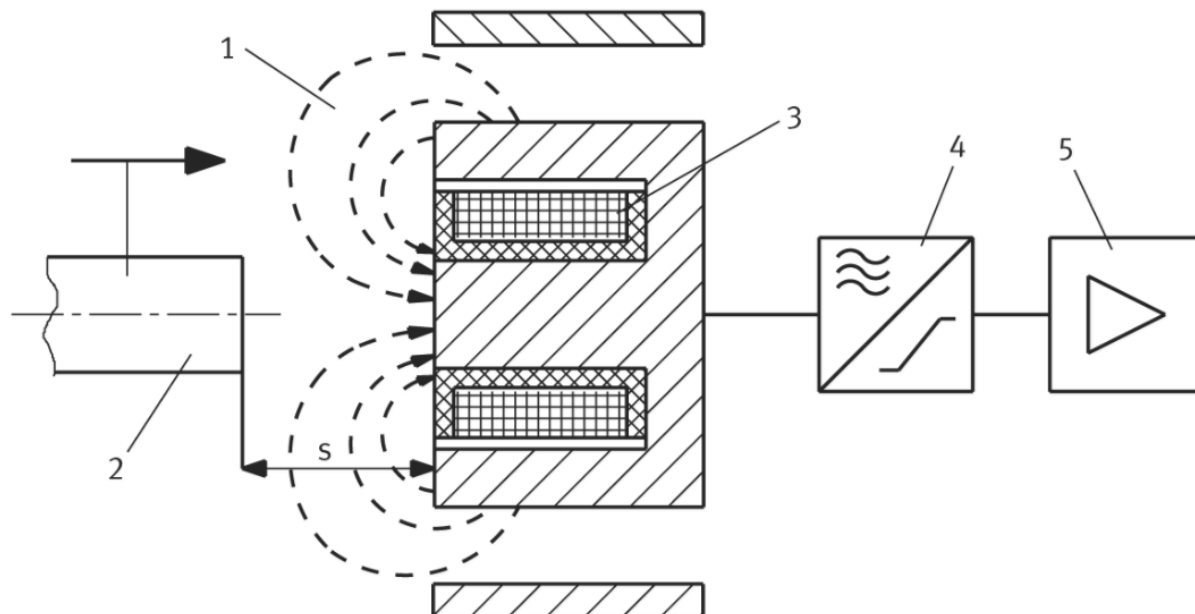
### 9.1 Senzory přítomnosti objektu

Jako senzory zjišťující přítomnost předmětu v určitém prostoru je možné využít několik typů senzorů. Pro použití v rámci dopravníku se jedná zejména o indukční a optické senzory.

#### 9.1.1 Indukční senzory

Tyto senzory pracují na principu vysokofrekvenčního elektromagnetického střídavého pole, které je snímaným předmětem tlumeno. Snímaný předmět musí být z elektricky vodivého materiálu, což námi dopravovaný materiál – ocelové tyče – splňuje. Pracovní dosah indukčních senzorů je v závislosti na velikosti od jednotek až po několik desítek milimetrů. Nejběžnějším vyráběným provedením je snímač ve válcovém pouzdře s vnějším závitem, který slouží k montáži na místo určení. Jednou z jejich hlavních výhod je schopnost pracovat ve znečištěném prostředí, jako jsou například výrobní haly hutních závodů.

Na obrázku 41 je vyobrazen princip funkce indukčního senzoru. Elektricky vodivý předmět (2) naruší elektromagnetické pole (1) generované oscilátorem (4) a cívkou (3), to má za následek snížení oscilační amplitudy. Právě hodnota amplitudy je senzorem snímána a převáděna zesilovačem (5) na výstupní signál, který je dále zpracováván řídicím systémem zařízení. [19]



Obr. 41) Schéma snímání předmětu indukčním snímačem [19]

### 9.1.2 Optické senzory

Optické senzory patří mezi jedny z nejrozšířenějších snímačů přítomnosti objektu. Na rozdíl od indukčních senzorů, není jejich snímání omezeno pouze na elektricky vodivé materiály. V současnosti existují i optické senzory schopné snímat opticky transparentní materiály. Daleko podstatnější pro naše využití je jejich schopnost pracovat na velké vzdálenosti, až v rámci desítek metrů při použití laserové diody.

Principiálně lze optické senzory rozdělit na optické závory a reflexní senzory. V případě optických závor se zdroj paprsku a snímač (světlocitlivý prvek) nachází v různých místech a paprsek je veden pouze jedním směrem. Takovéto uspořádání má pouze dva stavy – paprsek dopadá na snímač, nebo je přerušen.

Druhým případem jsou reflexní senzory, které lze použít i jako snímače vzdálenosti. Vysílaný světelný paprsek putuje do snímače po odrazu od snímaného objektu. Dle nastavení se pak snímá intenzita paprsku dopadajícího na snímač, případně úroveň amplitudy. [20]

## 9.2 Senzory pro určení polohy

Senzory pro určení polohy rozumíme takové senzory, které nám dávají informaci o aktuální poloze určité části stroje. V případě našeho dopravníku jde o určení polohy hnací hřídele, resp. krajních hnacích řetězových kol. Další senzor je umístěn přímo na hřídeli elektromotorů a slouží ke snímání aktuálních otáček. Tyto dva páry senzorů slouží k řízení pohonů.

### 9.2.1 Rotační enkodéry

Rotační enkodéry slouží k převodu otáčivého pohybu na elektrický signál. Principiálně se jedná nejčastěji o optické senzory. Mezi zdrojem světelného paprsku a snímačem se nachází disk s okénky. Při otáčení je střídavě zcloněn a osvětlen světlocitlivý prvek, čímž je generován signál. Rotační enkodéry můžeme rozdělit na relativní a absolutní.

Relativní enkodér neposkytuje informaci o aktuální poloze, pouze sleduje změnu polohy vůči předchozímu stavu. Takovýto snímač je možné využít například pro snímání rychlosti otáčení. Pro snímání polohy jej lze použít po najetí mechanismu na referenční polohu, tzv. nulový bod, který je zajištěn buďto mechanicky, nebo např. pomocí koncového spínače.

Absolutní senzor má na disku vytvořenu kódovanou informaci (viz obrázek 42), která umožňuje okamžité určení aktuální polohy po spuštění systému, bez nutnosti referencování.

Konstrukčně jsou rotační enkodéry vyráběny ve dvou variantách – s hřídelí nebo s dutinou. [21]



Obr. 42) Disk absolutního enkodéru [22]



### 9.3 Umístění senzorů v rámci dopravníku

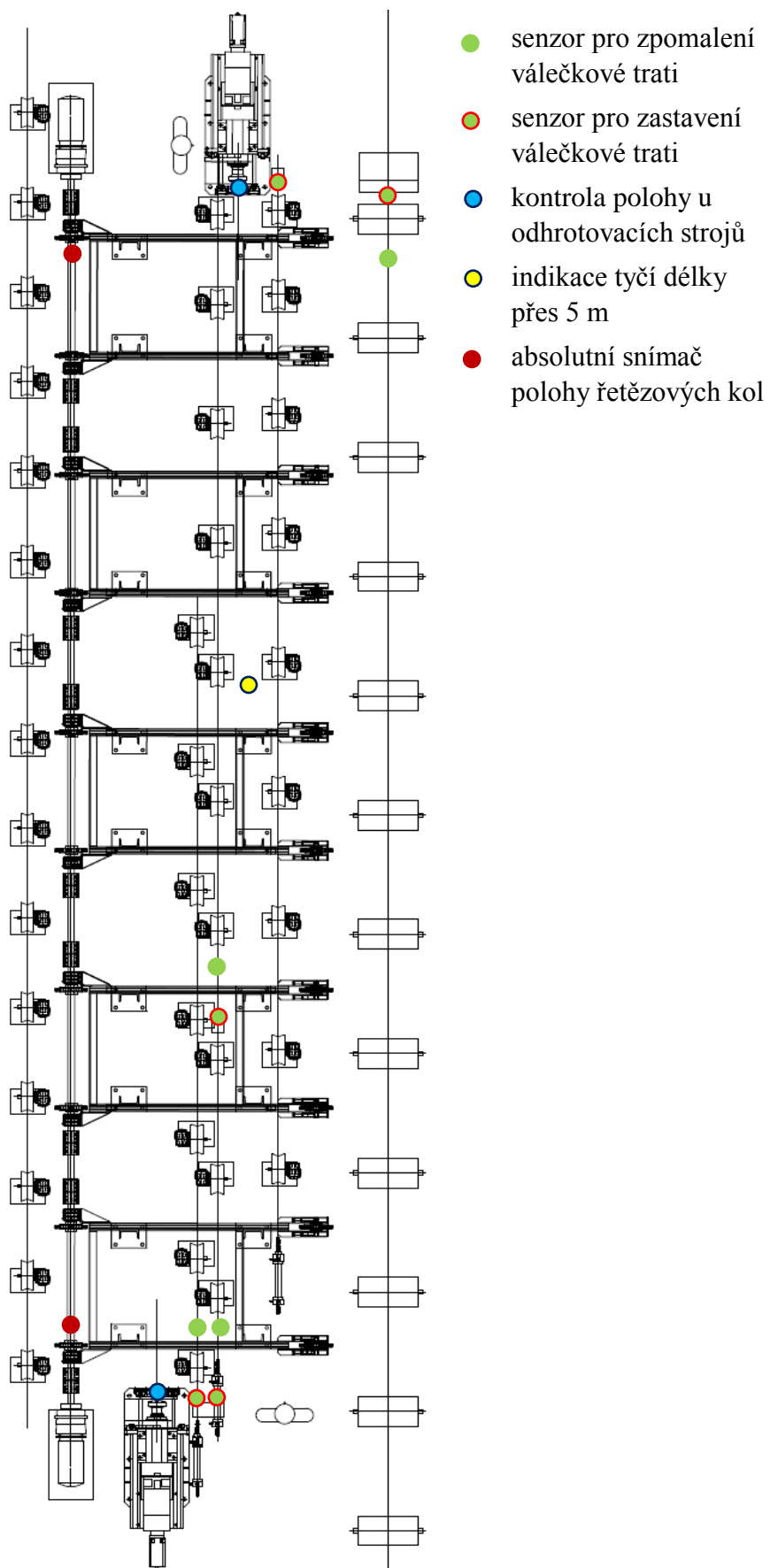
Pro řízení polohy řetězového dopravníku slouží kombinace relativního enkodéru na motoru pro řízení jeho otáček, absolutního enkodéru na hnací hřídeli u krajních řetězových kol a indukčních snímačů kontrolujících polohu dopravníku u odhroťovacích strojů. Kontrola polohy indukčními snímači je zde z důvodu kompenzace prodloužení řetězu v průběhu jeho životnosti. Zároveň je pomocí nich detekována přítomnost tyče na pozici pro odhroťování.

V rámci válečkových tratí budou umístěny vždy dva senzory přítomnosti objektu. Jeden koncový, indikující dojetí tyče na doraz a jeden v určité vzdálenosti před dorazem, který dává signál ke snížení rychlosti dopravy, aby nedocházelo k přílišným nárazům do dorazů.

Posledním senzorem řídícím funkci dopravníku je snímač indikující tyče délky větší než 5 m. Tento snímač volí činnost druhé a třetí válečkové trati (obě pro zarovnání čel ke druhému dopravníku), kdy třetí dopravník je zapojen do činnosti pouze při zjištění tyče nepřesahující délku 5 m.

Orientační rozmístění senzorů je vyznačeno na obrázku 43 na následující straně.

V rámci bezpečnostních funkcí je možné v okolí dopravníku umístit optické závory, které indikují narušení pracovního prostoru, například neoprávněný vstup do pracovního prostoru. Při narušení pracovního prostoru dojde k zastavení činnosti zařízení.



Obr. 43) Rozmístění senzorů

## 10 ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout krokovací rošt pro příčnou dopravu ocelových tyčí kruhového průřezu v úseku odhrotovacích strojů. V řešeršní části byly popsány používané způsoby manipulace s materiálem v rámci linek.

Ve třetí kapitole byla vytvořena koncepce pracoviště a časový diagram pracovního cyklu stroje. Jako základ řešení byl vybrán řetězový dopravník. V návaznosti na tuto část byl ve čtvrté části zpracován základní návrh pracoviště. Byly prověřovány různé varianty rozmístění řetězových dopravníků a válečků válečkových tratí. Tyto varianty byly posuzovány z hlediska nákladů (snaha o minimální počet řetězů dopravníku, minimální počet válečků) a z hlediska zabezpečení spolehlivé funkce (minimálně dva body podepření nejkratšího dopravovaného kusu v jakékoli části dopravníku).

Kapitola 5 se věnuje samotnému konstrukčnímu řešení dopravníku. Nejprve je provedena volba pohonu, kdy na základě porovnání dvou koncepcí byl zvolen asynchronní elektromotor s planetovou převodovkou. Následně byl proveden návrh rámu dopravníku a jeho pevnostní kontrola. Byl zvolen jednořadý válečkový řetěz 32B-1 s unášeči a proveden návrh napínacího prvku, kterým je v tomto případě změna osové vzdálenosti řetězových kol. Dále bylo navrženo mazání řetězu za použití centrálního systému firmy HENNLICH. Rovněž byla provedena volba ložisek pro hnací hřídel dopravníku a následně výpočet jejich životnosti.

Šestá kapitola se věnuje podrobnému návrhu pohonu pomocí asynchronního motoru. Byl zvolen motor od firmy SIEMENS o výkonu 2x5,5 kW, použití dvou motorů bylo vybráno z důvodu velké délky hnací hřídele a potřeby správného polohování na obou koncích roštu. Úprava otáček je realizována prostřednictvím planetových převodovek firmy APEX DYNAMICS s převodovým poměrem 46.

V poslední části návrhu je nastíněno senzorické vybavení pracoviště, sloužící pro jeho řízení a bezpečnost a dále návrh řešení válečkových tratí, které spolu s krokovacím dopravníkem zajišťují dopravu a zarovnávání materiálu v úseku odhrotovacích strojů. Válečkové tratě tvoří konstrukčně samostatné části, které jsou technologicky svázány s krokovacím dopravníkem.

Oproti původnímu řešení krokovacího roštu lze konstatovat výrazné snížení instalovaného výkonu. V případě původního dopravníku (s pevným a pohyblivým roštem) byl výkon pohonu 55 kW. V navrhovaném řešení je použit celkový výkon 11 kW, tedy snížení o 80 %. Toto snížení je jednak v důsledku odlišné koncepce a dále redukcí maximálního počtu tyčí na dopravníku.



## 11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [2] SHIGLEY E. J, MISCHKE R. Ch., BUDYNAS G. R., Konstruování strojních součástí, První vydání, Brno, 2010. ISBN-978-80-214-2629-0.
- [3] SVOBODA, Pavel. Základy konstruování. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN-978-80-7204-750-5.
- [4] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN-978-80-7204-751-2.
- [5] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN-80-7183-164-6.
- [6] DVOŘÁK, Roman, Vladimír MINÁŘ. Generační know-how v těžkém strojírenství. MM Průmyslové spektrum, 2010, č. 11, s. 12. ISSN 1212-2572
- [7] ŽĐAS. Linky na úpravu tyčí [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?catid=121>
- [8] Bültmann. Chamfering/End Finishing [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <https://www.bueltmann.com/chamfering-end-finishing.html>
- [9] WEG. Complex material handling task in stainless steel plant [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://old.weg.net/cz/Media-Center/News/Products-Solutions/Complex-material-handling-task-in-a-stainless-steel-plant>
- [10] ŘETĚZY OLOMOUC. Dopravníkové válečkové řetězy s unašeči Vamberk [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/retezy-vamberk/dopravni-valeckove-retezy-vamberk/dopravni-valeckove-retezy-vamberk.html>
- [11] HENNLICH. Centrální mazání a mazací technika [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/centralni-mazani-a-mazaci-technika-centralni-mazani-centralni-mazani-systemy-mazani-retezu-2185/plosne-mazani-olejem-nebo-tukem.html>
- [12] HABERKORN. Vedení řetězů [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/vedeni-retezu/>
- [13] HABERKORN. Plastová vedení [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: [http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/ke-stazeni/09\\_plastova-vedeni\\_web.pdf](http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/ke-stazeni/09_plastova-vedeni_web.pdf)
- [14] ŘETĚZY VAMBERK. Výpočet válečkového řetězu [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: [http://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet\\_valeckoveho\\_retezu.pdf](http://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf)

- [15] SIEMENS. SIMOTICS nízkonapětové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC [online]. 2012 [cit. 2017-05-17].  
Dostupné z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/d81\\_1/cat\\_d-81-1\\_2012\\_cz.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2012_cz.pdf)
- [16] RAVEO. Přímé planetové převodovky Apex Dynamics [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/apex-AH>
- [17] SKF. Split plummer block housing [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-6-series/index.html>
- [18] SKF. Bearing Calculator [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://webtools.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>
- [19] AUTOMATIZACE.HW.CZ. Bezkontaktní indukční snímače přiblížení [online]. 2017 [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/komponenty-mereni-a-regulace/indukcni-snimace-priblizeni-obecny-popis.html>
- [20] AUTOMATIZACE.HW.CZ. Optické senzory přiblížení [online]. 2017 [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/clanek/2005121901>
- [21] AUTOMATIZACE.HW.CZ. Rotační enkodéry pro řízení pohonů a pohybu [online]. 2017 [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/rotacni-encode-ry-pro-rizeni-pohonu-a-pohybu.html>
- [22] SKALKA, Marek. Srovnání lokalizačních technik [online]. 2017 [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <http://marek.sk.sweb.cz/lokalizace/kapitola3.html>
- [23] Interní materiály firmy ŽĐAS a.s.
- [24] HANKE, Joachim. Existuje optimální pohon pro dopravní techniku? MM Průmyslové spektrum, 2014, č. 7, s. 30. ISSN 1212-2572
- [25] ELEKTROMOTORY.CZ. Požadavky na účinnost motorů v EU [online]. 2014 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.cz/podpora/ucinnost-motoru-dle-smernice-eu-2009125es/pozadavky-na-ucinnost-motoru-v-eu>
- [26] NOVÁK, Jaroslav. Současné trendy rozvoje elektrických pohonů napájených z polovodičových měničů. 2001 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/soucasne-trendy-rozvoje-elektrickych-pohonu-napajenych-z-polovodicovych-menicu--15108>
- [27] POHONNATECHNIKA.CZ. Princip – krokové motory [online]. 2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.pohonnatechnika.cz/skola/motory/krokovy-motor>
- [28] RAVEO. Krokový motor – NEMA42 [online]. 2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.motory-prevodovky.cz/elektromotory/krokovy-elektromotory/krokovy-motor-nema42-12-7-nm-223-detail>

## 12 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

### 12.1 Seznam tabulek

TAB 1) HODNOCENÍ VARIANT POHONŮ .....	34
TAB 2) PARAMETRY ŘETĚZU .....	38
TAB 3) PARAMETRY PŘEVODOVKY AH 285-046 .....	57

### 12.2 Seznam obrázků

OBR. 1) ROVNACÍ LINKA (POHLED NA VSTUPNÍ SEKCI) [7] .....	15
OBR. 2) ODHROTOVACÍ STROJ. [8].....	16
OBR. 3) ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK. [9] .....	17
OBR. 4) POŽADAVKY NA ÚČINNOST ELEKTROMOTORŮ OD 1. 1. 2017 [25]19	
OBR. 5) SCHÉMA VÝKONOVÉ ČÁSTI FREKVENČNÍHO MĚNIČE [26].....	20
OBR. 6) KROKOVÝ MOTOR.....	21
OBR. 7) ROŠT S PEVNÝM A POHYBLIVÝM STOLEM [23].....	23
OBR. 8) PŮVODNÍ KROKOVACÍ ROŠT [23] .....	23
OBR. 9) FÁZE PRACOVNÍHO CYKLU ZAŘÍZENÍ.....	25
OBR. 10) ZÁKLADNÍ UZLY ZAŘÍZENÍ .....	26
OBR. 11) ČELISTI TVARU V .....	27
OBR. 12) DISPOZICE DOPRAVNÍKU A ODHROTOVACÍHO STROJE – PRACOVNÍ VARIANTY .....	29
OBR. 13) POZICE NA DOPRAVNÍKU .....	30
OBR. 14) ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK.....	31
OBR. 15) SCHÉMA POHONU PROSTŘEDNICTVÍM PŘEDLOHOVÉHO ŘETĚZU.....	32
OBR. 16) HORNÍ POHLED NA POHON HYDRAULICKÝMI VÁLCI.....	33
OBR. 17) POLOHA POHONŮ V RÁMCI DOPRAVNÍKU .....	33
OBR. 18) SVAŘENEC RÁMU ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU .....	35
OBR. 19) SILOVÉ PŮSOBENÍ NA DRÁHU DOPRAVNÍKU .....	36
OBR. 20) PRŮBĚHY VVÚ.....	37
OBR. 21) ROZMĚRY VÁLEČKOVÉHO ŘETĚZU A UNÁŠEČE [10].....	38
OBR. 22) ROZMĚRY ŘETĚZOVÉHO KOLA.....	41
OBR. 23) VARIANTY NAPÍNÁNÍ ŘETĚZU .....	42
OBR. 24) NAPÍNÁNÍ ŘETĚZU .....	43

OBR. 25) MAZACÍ ŠTĚTKY PRO NANÁŠENÍ LUBRIKANTU [11] .....	44
OBR. 26) PRŮŘEZ HŘÍDELE V MÍSTĚ ULOŽENÍ ŘETĚZOVÉHO KOLA .....	45
OBR. 27) HODNOTY DOVOLENÉHO TLAKU V BOCÍCH DRÁŽKY NÁBOJE .....	46
OBR. 28) PERO TĚSNÉ .....	47
OBR. 29) PŮSOBENÍ SIL V MÍSTĚ ULOŽENÍ HŘÍDELE .....	49
OBR. 30) VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISEK [18] .....	50
OBR. 31) KINEMATICKÉ SCHÉMA DOPRAVNÍKU .....	51
OBR. 32) PLNĚ ZATÍŽENÝ DOPRAVNÍK .....	51
OBR. 33) GRAF PRŮBĚHU RYCHLOSTI .....	52
OBR. 34) PLASTOVÉ VEDENÍ ŘETĚZU [13] .....	53
OBR. 35) PARAMETRY ELEKTROMOTORU [15] .....	56
OBR. 36) PŘEVODOVKA APEX AH [16] .....	57
OBR. 37) URČENÍ SOUČiniteLE PROVOZNÍHO ZATÍŽENÍ .....	59
OBR. 38) GRAF OTÁČEK A VÝKONŮ PRO ŘETĚZY TYPU B [5] .....	60
OBR. 39) PRINCIP ZDVIHACÍHO MECHANISMU VÁLEČKOVÝCH TRATÍ .....	61
OBR. 40) PRINCIP VERTIKÁLNÍHO ZDVIHU VÁLEČKŮ .....	62
OBR. 41) SCHÉMA SNÍMÁNÍ PŘEDMĚTU INDUKČNÍM SNÍMAČEM [19] ...	63
OBR. 42) DISK ABSOLUTNÍHO ENKODÉRU [22] .....	64
OBR. 43) ROZMÍSTĚNÍ SENZORŮ .....	66



### 12.3 Seznam symbolů (seřazeno dle výskytu)

$F_m$	[N]	Maximální síla na dopravník od 1 tyče
$l_4$	[mm]	Maximální délka tyče podepřené pouze 1 dopravníkem
$d_{max}$	[mm]	Maximální průměr dopravovaného materiálu
$\rho_{ocel}$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota oceli
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$F_{r1}$	[N]	Reakční síla v podpěře P1
$F_{r2}$	[N]	Reakční síla v podpěře P2
$M_{Omax}$	[N·m]	Maximální ohybový moment působící na nosník dráhy
$\sigma_{Omax}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu nosníku dráhy
$k$	[-]	Koeficient bezpečnosti pevnosti dráhy
$\sigma_{Odob}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro materiál nosníku dráhy
$p$	[mm]	Rozteč řetězu
$d$	[mm]	Průměr roztečné kružnice řetězového kola
$z$	[mm]	Počet zubů řetězového kola
$r_{imin}$	[mm]	Minimální poloměr dna zubové mezery řetězového kola
$r_{imax}$	[mm]	Maximální poloměr dna zubové mezery řetězového kola
$r_i$	[mm]	Poloměr dna zubové mezery řetězového kola
$d_f$	[mm]	Průměr patní kružnice řetězového kola
$d_3$	[mm]	Průměr válečku řetězu
$d_{amin}$	[mm]	Minimální průměr hlavové kružnice řetězového kola
$d_{amax}$	[mm]	Maximální průměr hlavové kružnice řetězového kola
$d_a$	[mm]	Průměr hlavové kružnice řetězového kola
$r_{emin}$	[mm]	Minimální poloměr boku zubu řetězového kola
$r_{emax}$	[mm]	Maximální poloměr boku zubu řetězového kola
$r_e$	[mm]	Poloměr boku zubu řetězového kola
$\alpha_{min}$	[°]	Minimální úhel otevření zubové mezery řetězového kola
$\alpha_{max}$	[°]	Maximální úhel otevření zubové mezery řetězového kola
$\alpha$	[°]	Úhel otevření zubové mezery řetězového kola
$b_{f1}$	[mm]	Šířka zubu řetězového kola
$r_x$	[mm]	Poloměr zaoblení zubu řetězového kola
$b_{amin}$	[mm]	Minimální hodnota zaoblení zubu řetězového kola
$b_{amax}$	[mm]	Maximální hodnota zaoblení zubu řetězového kola
$b_a$	[mm]	Hodnota zaoblení zubu řetězového kola
$\tau_k$	[MPa]	Napětí v krutu hřídele
$\tau_{Dk}$	[MPa]	Dovolené napětí v krutu hřídele
$d_{hmin}$	[mm]	Minimální průměr hřídele

$p_0$	[MPa]	Základní hodnota dovoleného tlaku v bocích drážky pro pero
$p_{DOV}$	[MPa]	Dovolený tlak v bocích drážky pro pero v náboji
$b$	[mm]	Šířka pera
$h$	[mm]	Výška pera
$t$	[mm]	Hloubka drážky pro pero v hřídeli
$t_1$	[mm]	Hloubka drážky pro pero v náboji
$D$	[mm]	Průměr hřídele
$l_{1min}$	[mm]	Minimální celková délka rovných částí per pro spojení hřídelí
$l_{1min2}$	[mm]	Minimální délka jednoho pera pro spojení hřídelí
$l_{2min}$	[mm]	Minimální délka pera pro spojení hřídele a řetězového kola
$n_{ret}$	[-]	Počet řetězů na celém dopravníku
$F_R$	[N]	Tažná síla v jednom řetězu
$r_{rk}$	[m]	Poloměr řetězového kola
$s$	[m]	Dráha jednoho kroku dopravníku
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení dopravníku
$t_k$	[s]	Čas jednoho kroku dopravníku
$M_t$	[N·m]	Moment od odporových sil ve vedení
$M_z$	[N·m]	Moment od setrvačných sil při urychlování břemene a řetězu
$M_{rk}$	[N·m]	Moment od setrvačných sil při roztáčení hřídele a řetězových kol
$M_c$	[N·m]	Celkový zátěžný moment na hřídeli
$f_f$	[-]	Koeficient tření ve vedení řetězu
$m_{max}$	[kg]	Maximální hmotnost dopravovaného materiálu
$l_{max}$	[mm]	Maximální délka dopravovaného materiálu
$m_{ret}$	[kg]	Hmotnost řetězů s unášeci
$Q_{ret}$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Měrná hmotnost řetězu 32B-1
$l_{ret}$	[m]	Délka řetězu
$n_u$	[-]	Počet unášeců na jednom řetězu
$m_u$	[kg]	Hmotnost unášече
$I_{rk}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti hřídelí a řetězových kol
$P_0$	[kW]	Výkon motoru při konstantní rychlosti dopravníku
$M_0$	[N·m]	Krouticí moment motoru při konstantní rychlosti dopravníku
$v_k$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost dopravníku
$\eta_f$	[-]	Celková účinnost převodů dopravníku
$n_{rk}$	[1/min <sup>-1</sup> ]	Otáčky řetězového kola
$i$	[-]	Převodový poměr planetové převodovky – vypočtený
$M_A$	[N·m]	Akcelerační krouticí moment motoru
$M_N$	[N·m]	Nominální krouticí moment motoru

---

$P_c$	[kW]	Celkový potřebný akcelerační výkon
$P_N$	[kW]	Nominální výkon motoru
$P_R$	[kW]	Jmenovitý výkon přenášený řetězem
$f_1$	[-]	Součinitel provozního zatížení řetězového převodu
$f_2$	[-]	Součinitel počtu zubů řetězového kola
$k_r$	[-]	Návrhový součinitel řetězového převodu
$P_1$	[kW]	Nominální výkon přenášený jedním řetězem
$P_{Rmax}$	[kW]	Maximální jmenovitý výkon pro řetěz 32B-1
$P_{RU}$	[kW]	Jmenovitý výkon přenášený řetězem pro únavový lom
$S_i$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha nejmenšího příčného průřezu článku řetězu



## 13 SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresová dokumentace:

1-A-0

K-1-A-0

2-B-05

K-2-B-05

1-C-05-01

K-1-C-05-01

4-C-05-03

K-4-C-05-03

4-D-05-03-01